

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh pomocného pohonu pro nákladní
automobil

Design of a Power Take Off for a Truck

Student:

Bc. Jakub Stloukal

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Stloukal**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh pomocného pohonu pro nákladní automobil**
Design of a Power Take-off for a Truck

Zásady pro vypracování:

1. V úvodu diplomové práce proveďte rozbor funkce a přehled typů pomocných pohonů.
2. Do zadaných zástavbových parametrů (viz bod 3) navrhnete pomocný pohon pro zařízení nástavby nákladního automobilu homologovaného jako traktor.
3. Maximální zástavbové rozměry skříně pomocného pohonu jsou $(230 \times 140 \times 320)$ mm
4. Válcový konec vstupního hřídele bude opatřen rovnobokým drážkováním $32 \times 36 \times 8$ o délce 56 mm.
5. Válcový konec výstupní hřídele bude opatřen rovnobokým drážkováním $42 \times 48 \times 8$ o délce 90 mm a otvorem pro pojišťovací kolík 8,4 mm. Osa kolíku bude umístěna 70 mm od čela hřídele.
6. Maximální vstupní točivý moment $T = 560$ Nm při otáčkách $n = 1400$ 1/min.
7. Převod pomocného pohonu $i = 1,6$.
8. Pracovní osová vzdálenost $a = 132,8 \pm 0,05$ mm
9. Při návrhu ozubení využijte nástroje používané k sériové výrobě ve společnosti TATRA TRUCKS a. s.
10. Proveďte geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol, hřídelů, ložisek a drážkování.
11. Porovnejte tři varianty návrhu přímého (standardní a nestandardní základní profil) a šikmého (nestandardní základní profil) čelního ozubení z hlediska délky trvání záběru, vlivu na bezpečnosti soukolí, deformace hřídelů a životnost ložisek.
12. Na základě velikosti ozubení a deformace hřídelů navrhnete výškovou a podélnou modifikaci finální varianty soukolí.
13. Nakreslete sestavný výkres pomocného pohonu a výrobní výkresy všech nenormalizovaných součástí, včetně obráběných svařenců částí skříně.

Seznam doporučené odborné literatury:

HIPÍK, Dalibor. *TATRA PHOENIX: Příručka pro montáž nástaveb* [online]. 2. vyd. Kopřivnice, 2012, 15-

10-2012 [cit. 2013-10-02]. Dostupné z: <http://apl.tatra.biz/new/file.asp?id=1322>.

MORAVEC, Vladimír et al. *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*. Ostrava: Montanex a. s., 2009, 188 s. ISBN 978-80-7225-304-3.

MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II: Čelní ozubená kola*. Ostrava: Montanex a. s., 2001, 291 s. ISBN 80-7725-051-5.

MORAVEC, Vladimír; HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: Skriptum VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1.

MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. Ostrava: Skriptum VŠB-TU Ostrava, 2000, 1. vydání, ISBN 80-7078-807-0.

NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Ostrava: Skriptum VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8


VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství Vlk, 2006, 236 s. ISBN 80-239-6463-1.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Maršálek, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



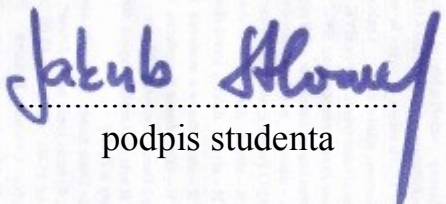
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě19. 5. 2014

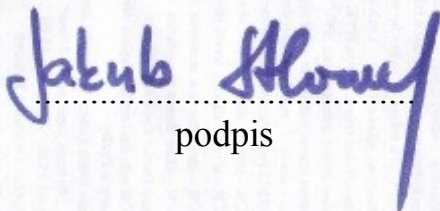


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 19. 5. 2014



podpis

Jakub Stloukal
U Školy 533, Hlubočky 3
786 65

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Maršálkovi, Ph.D. za trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady v celém průběhu zpracování diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

STLOUKAL, J. *Pomocný pohon pro nákladní automobil : diplomová práce*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2014, 55 s. Vedoucí práce: Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

V diplomové práci je řešen návrh pomocného pohonu pro nákladní automobil. V úvodní části je popsána funkce pomocného pohonu a proveden přehled typů pomocných pohonů. Další část práce je věnována návrhu konkrétního pomocného pohonu pro vůz Tatra Phoenix. V první části návrhu je proveden pevnostní výpočet tří variant ozubení soukolí pomocného pohonu. Dále je zvolena finální varianta soukolí a proveden rozklad sil, které působí na hřídele pohonu. V další části je provedena statická a dynamická kontrola hřídelí, následuje kontrola ložisek, rovnobokého a evolventního drážkování. Výkresová dokumentace obsahuje výkres sestavy a všechny výrobní výkresy pomocného pohonu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

STLOUKAL, J. *Design of a Power Take Off for a Truck : Master thesis*. Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of parts of machines and mechanisms, 2014, 55 p. Thesis head: Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

The master thesis deals with design of a Power Take Off (PTO) for a truck. There are PTO functions described and types of a PTO compared in the introduction part. Design of the PTO for Tatra Phoenix -Agro new truck model is next part of this thesis. Complete strength calculation for three gear variants is first part of design. Force decomposition that acting on a rotating shaft is used to for selected final gear variant. Static and dynamic shaft analysis, bearings damage analysis and splines analysis are implemented. The thesis attachments described technical drawings for all assemblies and parts of the PTO.

Obsah

1.	Úvod.....	1
1.1	Cíle diplomové práce.....	1
2.	Charakteristika a přehled typů pomocných pohonů	2
2.1	Přehled typů pomocných pohonů Tatra.....	2
2.1.1	Zadní PTO motoru.....	3
2.1.2	PTO převodovky	3
2.1.3	PTO přidavného převodu.....	4
2.1.4	PTO na přírubě přidavného převodu	4
2.1.5	Doporučené použití jednotlivých PTO dle spol. Tatra	5
2.2	Příklad typů pomocných pohonů DAF.....	6
2.2.1	Přímý přední PTO.....	6
2.2.2	Nepřímý přední PTO	6
3.	Návrh pomocného pohonu	7
3.1	Návrh 3. variant čelního ozubení PTO.....	7
3.1.1	Návrh modulu.....	8
3.1.2	Porovnání výsledků návrhu 3. variant ozubení	9
3.2	Kontrola hřídelů	12
3.2.1	Výpočet a průběh ohybových a kroutících momentů a posouvajících sil 14	
3.2.2	Určení bezpečností hřídelů.....	22
3.2.3	Porovnání výsledků kontrol hřídelů 3. variant řešení.....	34
3.3	Deformace hřídelů.....	35
3.4	Kontrola ložisek	36
3.4.1	Kontrola ložisek varianty řešení č. 1 a 2.....	36

3.4.2	Kontrola ložisek varianty řešení č. 3	41
3.4.3	Porovnání výsledků kontroly ložisek	45
3.5	Kontrola drážkování	45
3.5.1	Drážkování na válcovém konci vstupní hřídele	45
3.5.2	Drážkování na válcovém konci výstupní hřídele	47
3.5.3	Drážkování pro spojení pastorku a hřídele 1	48
3.5.4	Drážkování pro spojení kola a hřídele 2	49
3.6	Návrh modifikací finální varianty soukolí.....	50
3.6.1	Výšková modifikace finální varianty soukolí	51
3.6.2	Podélná modifikace finální varianty soukolí.....	52
4.	Závěr	53
5.	Seznam použité literatury a zdrojů	54
6.	Seznam příloh	55

Seznam použitých označení

a_w	pracovní osová vzdálenost	[mm]
a, b, l, r	rozměry pro výpočet momentů a pos. sil na hřídelích	[mm]
b	šířka ozubení	[mm]
B	šířka zubu drážkování	[mm]
c_a	výšková modifikace ozubení	[μm]
c_b	podélná modifikace ozubení	[μm]
$c_{P1/2}^*$	Poměrná hlavová vůle pastorku / kola	[-]
C_L	dynamická únosnost daného ložiska	[kN]
Co_L	statická únosnost daného ložiska	[kN]
$d_{1/2}$	průměr roztečné kružnice pastorku / kola	[mm]
d_H	průměr hřídele v daném průřezu	[mm]
d_L	malý průměr ložiska dané hřídele	[mm]
D_L	velký průměr ložiska dané hřídele	[mm]
d_{mL}	střední průměr daného ložiska	[mm]
D_S	střední průměr profilu drážkování	[mm]
F_o	obvodová síla působící na středním průměru drážkování	[N]
f	velikost sražení zubu drážkování	[mm]
f'	skutečná účinná plocha boků drážek na 1 mm délky drážkového spojení	[mm ² /mm]
F_{a12}	axiální síly	[N]
F_{r12}	radiální síly	[N]
F_{t12}	obvodové síly	[N]
F_{xyAA}	posouvající síla v rovině xy, v oblasti řezu A-A	[N]

F_{xyBB}	posouvající síla v rovině xy, v oblasti řezu B-B	[N]
F_{xzAA}	posouvající síla v rovině xz, v oblasti řezu A-A	[N]
F_{xzBB}	posouvající síla v rovině xz, v oblasti řezu B-B	[N]
$h_{aP1/2}^*$	poměrná výška hlavy pastorku / kola	[-]
i	převodový poměr	[-]
J_{HV}	tvrdost v jádře zubu	[HV]
K_A	souč. pro respektování vnějších dyn. sil	[-]
K_{AS}	součinitel vlivu největšího jednorázového zatížení na křehký lom zubu	[-]
$K_{F\alpha}=K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$KH\beta$		
$k_{d\sigma H}$	součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu hřídele v daném průřezu	[-]
k_{stH}	součinitel statické bezpečnosti ve smyku hřídele v daném průřezu	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce	[-]
k_{sH}	součinitel statické bezpečnosti hřídele v daném průřezu	[-]
k_{vH}	součinitel výsledné bezpečnosti hřídele v daném průř.	[-]
l	délka drážkování	[mm]
L_{10h}	základní trvanlivost ložiska	[hod]
L_{10mh}	modifikovaná SKF trvanlivost ložiska	[hod]
M_k	výsledný kroutící moment hřídele	[Nmm]
m_a	modifikace - změna úhlu záběru	[μ m]
m_b	modifikace - změna úhlu šroubovice	[μ m]
$M_{k_{xyAA}}$	kroutící moment v rovině xy, v oblasti řezu A-A	[Nmm]

$M_{k_{xy}BB}$	ohybový moment v rovině xy, v oblasti řezu B-B	[Nmm]
$M_{k_{xz}AA}$	kroučící moment v rovině xz, v oblasti řezu A-A	[Nmm]
$M_{k_{xz}BB}$	ohybový moment v rovině xz, v oblasti řezu B-B	[Nmm]
m_n	modul normální	[mm]
M_{oA}	výsledný ohybový moment hřídele v kritickém průřezu A-A	[Nmm]
M_{oB}	výsledný ohybový moment hřídele v kritickém průřezu B-B	[Nmm]
$M_{o_{xy}AA}$	ohybový moment v rovině xy, v oblasti řezu A-A	[Nmm]
$M_{o_{xy}BB}$	ohybový moment v rovině xy, v oblasti řezu B-B	[Nmm]
$M_{o_{xz}AA}$	ohybový moment v rovině xz, v oblasti řezu A-A	[Nmm]
$M_{o_{xz}BB}$	ohybový moment v rovině xz, v oblasti řezu B-B	[Nmm]
N	počet zubů drážkování	[-]
n, n_1	vstupní otáčky	[1/min]
n_2	výstupní otáčky	[1/min]
p	tlak působící na boky zubů a drážek	[MPa]
P_1	vstupní výkon	[kW]
P_2	výstupní výkon	[kW]
p_D	dovolený měrný tlak pro materiál s $R_m = \min 800$ MPa	[MPa]
R_e	mez kluzu v tahu	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_{va}	výsledná axiální reakce v dané podpoře	[N]
R_{vr}	výsledná radiální reakce v dané podpoře	[N]
$S_{F1/2}$	bezpečnost v ohybu pastorku / kola	[-]
$S_{H1/2}$	bezpečnost v dotyku pastorku / kola	[-]

T, T_1	maximální vstupní toč. moment	[Nm]
T_2	výstupní točivý moment	[Nm]
T_2	výstupní točivý moment	[Nm]
V_{HV}	tvrdost na boku zubu	[HV]
$Y_{A1/2}$	Součinitel střídavého zatížení zubu	[-]
$z_{1/2}$	počet zubů pastorku / kola	[-]
$Z_{R1/2}$	součinitel výchozí drsnosti zubů	[-]
$\alpha_{\sigma H}$	součinitel vrubu (koncentrace) napětí hřídele v daném průřezu, pro ohyb	[-]
$\alpha_{\tau H}$	součinitel vrubu (koncentrace) napětí hřídele v daném průřezu, pro krut	[-]
α_p	úhel profilu	[°]
β	úhel sklonu zubů	[°]
β_H	vrubový součinitel hřídele v daném průřezu	[-]
δ_S	průhyb hřídele pod ozubeným kolem	[mm]
δ_{SD}	dovolený průhyb hřídele pod oz. kolem	[mm]
ε_α	součinitel trvání záběru profilu	[-]
ε_β	součinitel trvání záběru krokem	[-]
ε_γ	Součinitel trvání záběru celkový	[-]
ε_{vH}	součinitel velikosti hřídele v daném průřezu	[-]
η	účinnost soukolí	[-]
η_{pH}	součinitel jakosti povrchu hřídele v daném průřezu	[-]
ν_{1L}	minimální viskozita oleje	[mm ² /s]
$\rho_{FP1/2}^*$	Poměrný rádius paty pastorku / kola	[-]
ρ_H	poloměr vrubu hřídele v daném průřezu	[mm]

σ_{COH}^*	mez únavy skutečné součásti - hřídele v daném průř.	[MPa]
σ_{aH}	amplituda napětí hřídele v daném průřezu	[MPa]
$\sigma_{CO-14\ 220.4}$	mez únavy v ohybu oceli 14 220.4 pro hladký vzorek	[MPa]
$\sigma_{F1/2}$	výsledné napětí v ohybu pastorku / kola	[MPa]
σ_H	ohybové napětí hřídele v daném průřezu	[MPa]
$\sigma_{H1/2}$	výsledné napětí v dotyku pastorku / kola	[MPa]
σ_{Hred}	redukované napětí hřídele v daném průřezu podle Guesta	[MPa]
ΣM_A	suma momentů k bodu A	[Nmm]
ΣM_B	suma momentů k bodu B	[Nmm]
σ_{Flimb}^o	mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Hlim}^o	mez únavy v dotyku	[MPa]
τ_H	smykové napětí hřídele v daném průřezu	[MPa]
Ψ_m	poměrná šířka	[-]
ϑ_S	naklopení pod ozubeným kolem	[°]
ϑ_{SD}	dovolené naklopení pod oz. kolem	[°]
ϑ_L	naklopení v daném ložisku	[°]
ϑ_{LD}	dovolené naklopení v daném ložisku	[°]
$\sqrt{A}_{14\ 220.4}$	Neuberova konstanta vrubové citlivosti pro materiál 14 220.4	[-]

1. Úvod

Pomocný pohon (PTO) nákladního automobilu slouží k pohonu dalšího mechanického zařízení, které je umístěno na nástavbě automobilu. Přenáší plný nebo částečný výkon motoru na dané mechanické zařízení. Může být použit jeden nebo i více pomocných pohonů.

Na trhu existuje více firem zabývajících se konstrukcí PTO. V České Republice je to firma HCS Centrum nebo výrobce nákladních automobilů Tatra (pomocné pohony firmy Tatra budou podrobněji probrány v kapitole 2). Ze zahraničních firem např. MAN, DAF, VOLVO - to jsou přední výrobci nákladních automobilů. Dalšími zahraničními výrobci jsou např. firma Parker, ZF nebo OMFB.

V této diplomové práci bude konkrétně řešen pomocný pohon vozidla značky Tatra, které je homologováno jako traktor. Vozidlo má označení Tatra Phoenix a je určené jak k jízdě po vozovce, tak i mimo ni. Splňuje výhody nákladního automobilu (spotřeba, rychlost) a traktoru (při rychlosti do 40 km/h má říditelnou přední i zadní nápravu). Phoenix využívá tradiční koncepci značky Tatra s centrální nosnou rourou, chráníci všechny součásti hnacího traktu, spolu s nezávisle vzduchově odpruženými výkyvnými polonápravami.

1.1 Cíle diplomové práce

Cílem této diplomové práce je navrhnout pomocný pohon pro nákladní automobil Tatra Phoenix, dle parametrů ze zadání, v úvodu provést rozbor funkce a přehled typů PTO. Dále je cílem nakreslit sestavný výkres a výrobní výkresy všech nenormalizovaných součástí, včetně obráběných svařenců částí skříně.

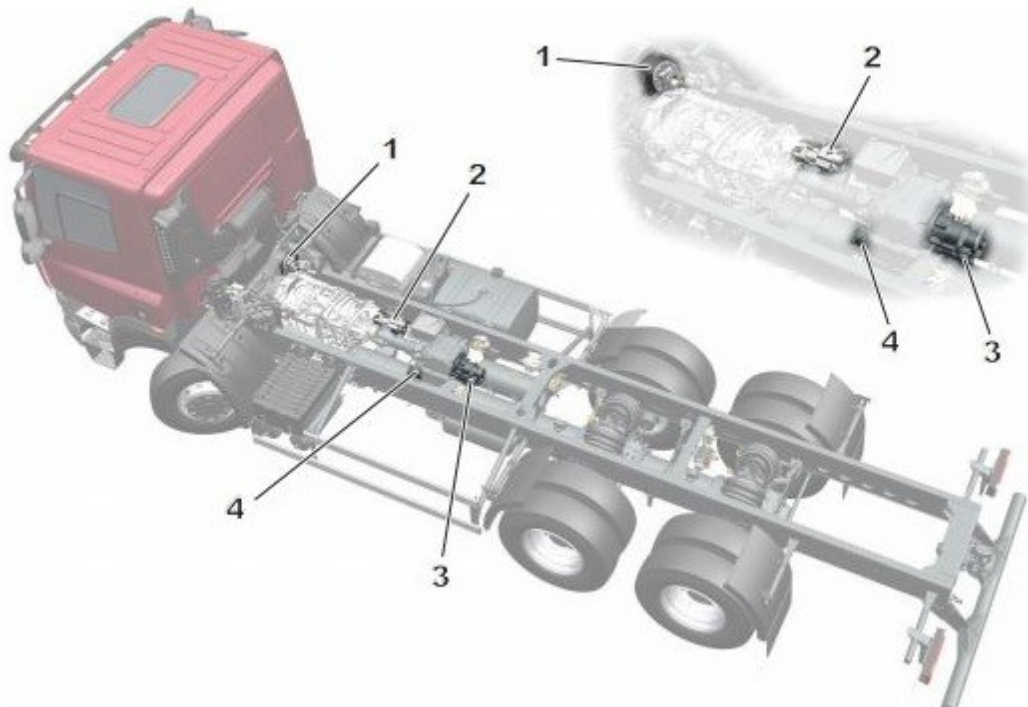
2. Charakteristika a přehled typů pomocných pohonů

Při návrhu PTO hrají významnou roli provozní podmínky, jako jsou přenášený točivý moment, otáčky, směr otáčení, trvání a frekvence provozu, výskyt vibrací, apod. Pomocné pohony lze rozdělit na dva základní typy a to na PTO závislý na spojce a nebo nezávislý. Nezávislý na spojce bývá zpravidla PTO motoru a závislý PTO převodovky.

2.1 Přehled typů pomocných pohonů Tatra

Existují různé typy pomocných pohonů montované na vozidla Tatra Phoenix:

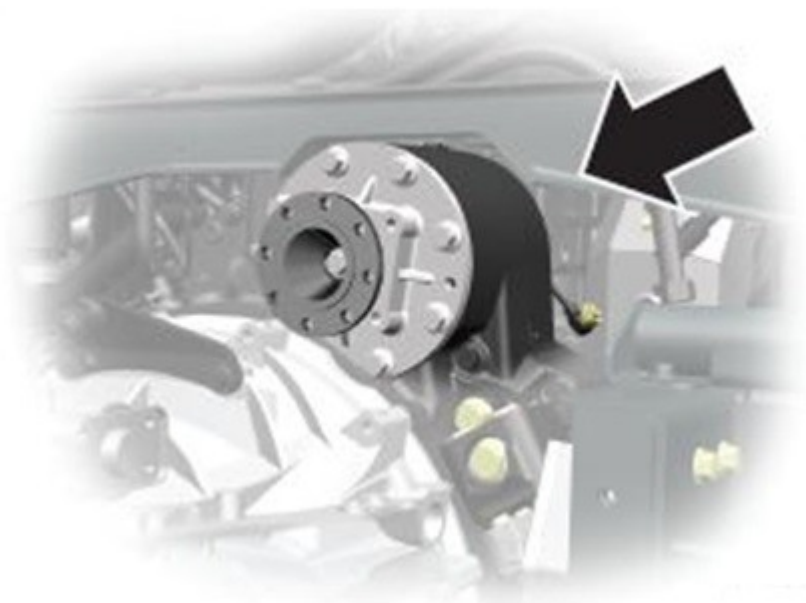
1. Zadní PTO motoru
2. PTO převodu
3. PTO přídatného převodu
4. PTO na přírubě přídatného převodu



Obrázek 1. Umístění pomocných pohonů na vozidle [5]

2.1.1 Zadní PTO motoru

Tento pomocný pohon je nezávislý na spojce. Pohon je zajištěn od klikového hřídele. Vhodné pro zařízení vyžadující vysoký krouticí moment. Může být konstruován jako trvale zařazený nebo připojitelný pomocí rozběhové spojky.

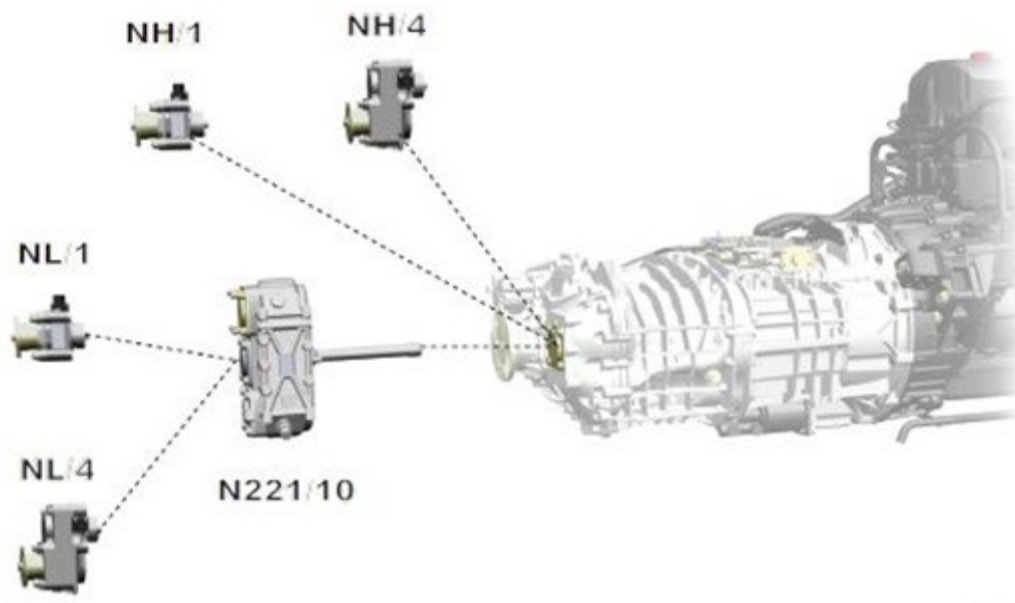


Obrázek 2. Zadní PTO motoru [5]

2.1.2 PTO převodovky

Tento typ je nutné řadit při stojícím vozidle, volnoběžných otáčkách a sešlápnuté spojce. Existují tři typy PTO převodovky pro Tatra Phoenix (znázornění na obr. 3.):

- NH/1 - připojení poháněného zařízení přímo k hřídeli převodovky
- NH/4 - PTO s dvojicí ozubených kol, možnost změny převodového poměru
- N221/10 - dvouvývodové PTO, možnost kombinace s PTO NL/1 nebo PTO NL/4. Tyto dva pohony jsou podobné pohonům NH/1 a NH/4



Obrázek 3. modu6Jednotlivé PTO převodovky [5]

2.1.3 PTO přídavného převodu

Speciální přídavný pohon z vstupní hřídele přídavného převodu. Rychlostní faktor (poměr mezi výstupními otáčkami PTO a otáčkami přídavného převodu) je dán zařazeným převodovým stupněm. Určen pro pohon speciálních zařízení (mechanické navijáky, vrtné soupravy apod.). Pneumaticky řazený, vyřazování je provedeno pružinou.

2.1.4 PTO na přírubě přídavného převodu

Tento PTO se umísťuje místo čerpadla servořízení záložního okruhu. Pro trvalý provoz tohoto pomocného pohonu je vyžadováno dodatečné olejové chlazení přídavného převodu, na který je PTO napojen. Olejový chladič přídavného převodu je vyžadován pokud jsou přenášeny vyšší než jmenovité momenty nebo pokud náplň převodovky přesáhne 110°C.



Obrázek 4. 1 - PTO přídavného převodu, 2 - PTO místo čerpadla servořízení záložního okruhu [5]

2.1.5 Doporučené použití jednotlivých PTO dle spol. Tatra

Tabulka 1. Použití jednotlivých PTO dle spol. Tatra

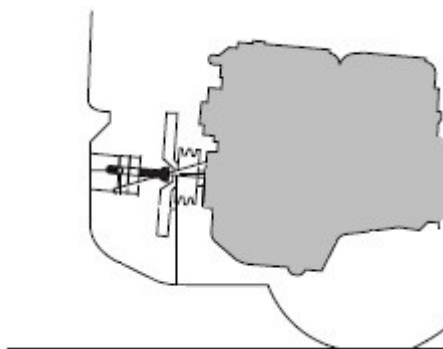
Aplikace	1. Zadní PTO motoru	2. PTO převodovky	3. PTO příd. převodu
Domíchávač	✓		
Jeřáb		✓	
Naviják		✓	✓
Čerpadlo	✓	✓	
Fekální vůz	✓	✓	
Cisterna	✓	✓	
Sklápěč		✓	
Hydraulická ploš.		✓	

2.2 Příklad typů pomocných pohonů DAF

Výrobce pomocných pohonů DAF, které navrhuje pro své nákladní automobily, také rozděluje PTO na závislé a nezávislé na spojce. Nabízí různé alternativy napojení PTO, ovšem oproti Tatře nabízí také přední PTO. Takový pomocný pohon je napojen v přední části vozidla na klikovou hřídel. Je nezávislý na spojce a dělí se na:

2.2.1 Přímý přední PTO

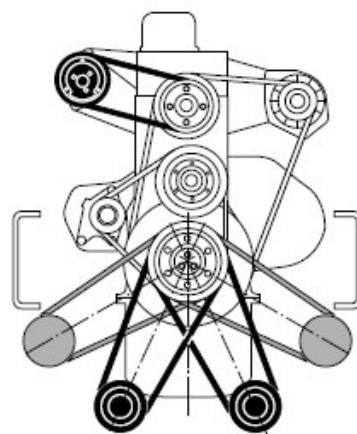
Tento pomocný pohon je napojen na klikové hřídeli přímo. Zde je třeba při montáži dát pozor na různé úpravy nárazníku nebo sklápěcího zařízení kabiny. Takové úpravy většinou musí schválit výrobce.



Obrázek 5. Přímý přední PTO [7]

2.2.2 Nepřímý přední PTO

Na klikové hřídeli namontovány řemenice, které následně slouží k pohonu kompresoru, alternátoru nebo čerpadla hydraulického systému. Při montáži této řemenice se většinou musí přesunout ventilátor dopředu.



Obrázek 6. Nepřímý přední PTO [7]

3. Návrh pomocného pohonu

Tento PTO bude sloužit k pohonu zemědělských nástaveb pro vůz Tatra Phoenix. Připojení nástaveb je na výstupní hřídel pomocného pohonu, která je opatřena rovnobokým drážkováním 42x48x8 o délce 90 mm a otvorem pro pojišťovací kolík ($\varnothing 8,4$). Tímto řešením se připojují běžné zemědělské nástavby, jako jsou rozmetadla, cisterny, dvoustranně sklopná korba, atd. Pomocný pohon bude napojen na již připojený PTO převodovky, konkrétně na N221/10C (viz kapitola 2.1.2. PTO převodovky). Pomocný pohon N221/10C je přiřaditelný k převodovce při volnoběhu a sešlápnuté spojce, řešený PTO je pak k pohonu N221/10C připojen stále.

3.1 Návrh 3. variant čelního ozubení PTO

V následující části se budu zabývat porovnáním tří variant geometrického a pevnostního návrhu čelního ozubení pomocného pohonu z hlediska délky trvání záběru, vlivu bezpečnosti soukolí, deformace hřídelů a životnosti ložisek. Jedná se o soukolí s přímými zuby se standardním základním profilem (varianta 1), dále soukolí s přímými zuby s nestandardním základním profilem (varianta 2) a soukolí se šikmými zuby s nestandardním základním profilem (varianta 3).

Všechny tři varianty musí dodržet zásady ze zadání:

- zástavbové rozměry pohonu 230x140x320 mm
- maximální vstupní toč. moment $T = 560 \text{ Nm}$ při otáčkách $n = 1400 \text{ 1/min}$
- převod PTO $i = 1,6$
- pracovní osová vzdálenost $a_w = 132,8 \pm 0,05 \text{ mm}$
- použití nástrojů pro sériovou výrobu ve spol. TATRA TRUCKS a. s.

K návrhu soukolí bude využito programů Katedry částí a mechanismů strojů. Pro návrh geometrie se jedná o software Modul, Geometrie a DMK a pro následnou pevnostní kontrolu ozubení software CSNw.

3.1.1 Návrh modulu

Modul bude pro všechny tři typy ozubení stejný. Také počty zubů pastorku a kola je stejný. Vstupní data do programu modul jsou:

Počet zubů pastorku - volím:

$$z_1 = 25 [-]$$

Počet zubů kola:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 25 \cdot 1,6 = 40 [-] \quad (1)$$

Maximální vstupní točivý moment:

$$T_1 = 560 [Nm]$$

Zvolený materiál pro obě ozubená kola - 14 220.4

Tabulka 2. Součinitele pro návrh modulu

Poměrná šířka	$\Psi_m [-]$	15
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce	$K_{H\beta} [-]$	1,048
Souč. pro respektování vnějších dyn. sil	$K_A [-]$	1,5

Výsledek volby modulu pomocí software Modul:

$$m_n = 4,072 [mm]$$

Volím normalizovaný modul podle ČSN 01 4686:

$$m_n = 4 [mm]$$

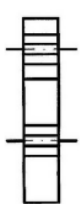

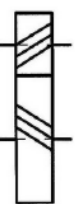
Doporučená šířka ozubení:

$$b = 61,1 [mm]$$

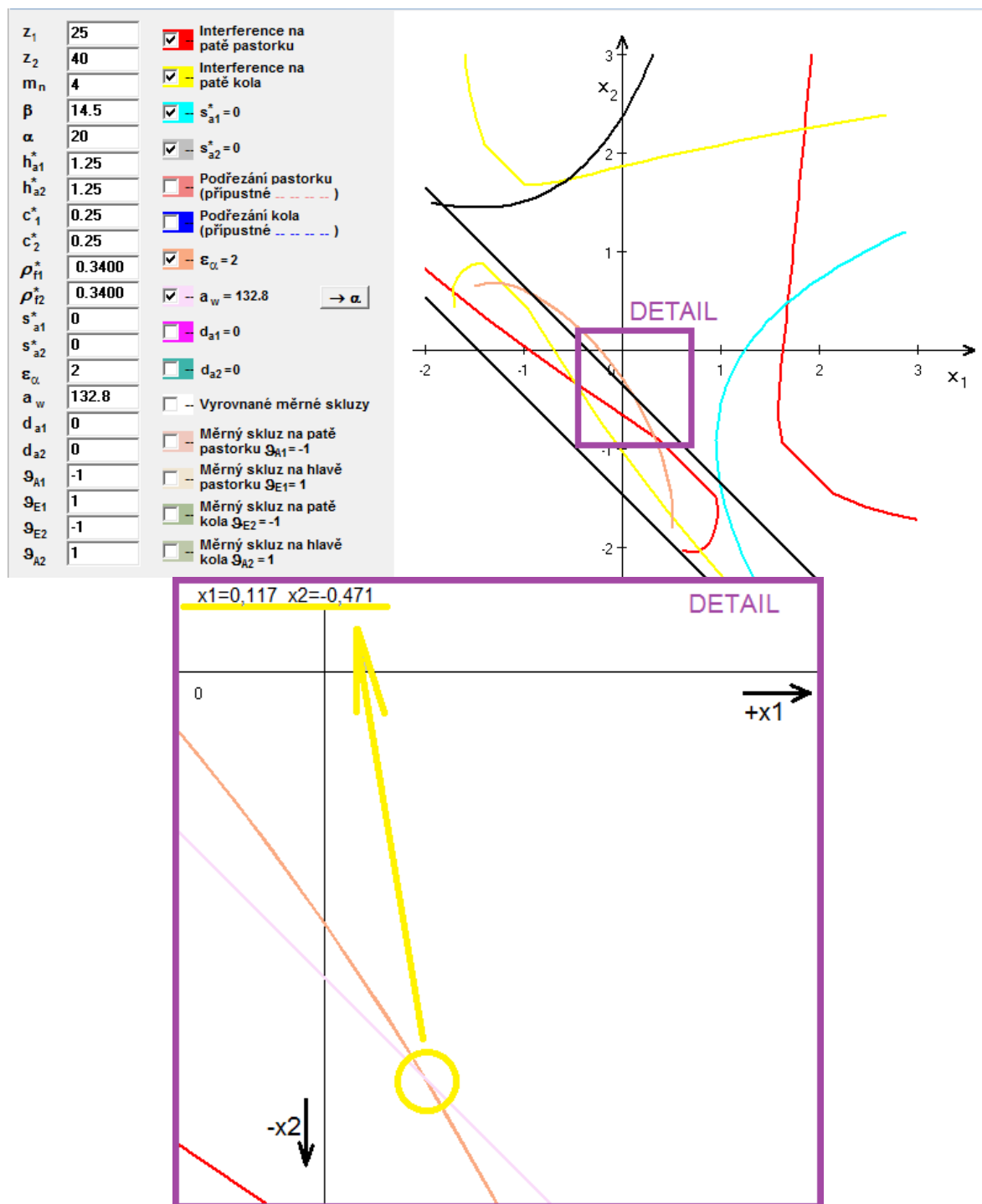
3.1.2 Porovnání výsledků návrhu 3. variant ozubení

Kompletní vstupy a výstupy z výpočtu 3. variant čelního ozubení jsou uvedeny v příloze A. Zde budou pouze porovnány výsledky některých významných hodnot z geometrického a pevnostního návrhu.

Tabulka 3. Porovnání geometrie 3. variant čelního ozubení

Varianta		1. STANDARD 	2. NESTANDARD 	3. NESTANDARD 
Modul	m_n [mm]	4		
Úhel sklonu zubů	β [°]	0		14,5
Společná šířka kol	b [mm]	60	30	53
Nástroj		NOM. 0247	NOM. 0524	NOM. 0541
Poměrná výška hlavy pastorku / kola	$h_{aP1/2}^*$ [-]	1	1,485	1,25
Poměrná hlavová vůle pastorku / kola	$c_{P1/2}^*$ [-]	0,25		
Poměrný rádius paty pastorku / kola	$\rho_{fP1/2}^*$ [-]	0,38	0,2	0,34
Úhel profilu	α_p [°]	20		
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α [-]	1,462	2,010	1,993
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β [-]	0		1,056
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ [-]	1,462	2,010	3,049

Pro dosažení optimálních záběrových parametrů ozubení, zejména pro dosažení součinitele trvání záběru $\varepsilon_\alpha \approx$ celé číslo, bylo pro variantu č. 2 a 3 využito diagramu mezních korekcí. Díky tomuto diagramu byly nalezeny vhodné korekce pro zvolenou geometrii ozubení. Výstup ze software DMK pro variantu ozubení č. 3 na následujícím obrázku.



Obrázek 7. Zjištění optimálních korekcí z diagramu mezních korekcí pro variantu ozubení č. 3

Tabulka 4. Porovnání vstupních údajů do zjednodušeného pevnostního výpočtu dle ČSN 01 4686, software ČSNw

Varianta			1	2	3
Materiál		Ocel 14 220.4			
Zatížení	Vstupní toč. moment	T ₁ [Nm]	560		
	Souč. střídavého zatížení zubu	Y _{A1/2} [-]	1		
	Souč. vnějších dynamických sil	K _A [-]	1,5		
	Souč. vlivu nej. jednoráz. zat. na křehký lom	K _{AS} [-]	2		
Rozměry	Šířka pastorku / kola	b _{1/2} [mm]	60	30	53
Součinitele	Souč. výchozí drsnosti zubů	Z _{R1/2} [-]	1		
	Souč. podílu zatížení jednotlivých zubů	K _{Fα} = K _{Hα} [-]	1	0,6	

Tabulka 5. Porovnání výsledků zjednodušeného pevnostního výpočtu dle ČSN 01 4686, software ČSNw

Varianta		1		2		3	
Pastorek / Kolo		P	K	P	K	P	K
Výsledné napětí v ohybu	$\sigma_{F1/2}$ [MPa]	228	230,9	258,1	245,2	93,3	94,6
Výsledné napětí v dotyku	$\sigma_{H1/2}$ [MPa]	972,1		837,6		602,2	
Bezpečnost v ohybu	$S_{F1/2}$ [-]	3,1	3	2,7	2,9	7,5	7,4
Bezpečnost v dotyku	$S_{H1/2}$ [-]	1,3		1,5		2,1	

Vysoká bezpečnost předpokládané finální varianty (varianta 3) je vysoká. Vzhledem ke geometrii soukolí a dodržení výhodných záběrových parametrů ($\varepsilon_\alpha \approx 2$, $\varepsilon_\gamma \approx 3$) lze bezpečnost snížit výběrem horšího materiálu soukolí než je 14 220.4. Volbou materiálu s horšími vlastnostmi by zároveň došlo k finanční úspoře. Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu s horším materiálem 13 242.4 v následující tabulce:

Tabulka 6. Výsledek zjednodušeného pevnostního výpočtu 3. varianty soukolí dle ČSN 01 4686, s materiálem soukolí 13 242.4

Pastorek / Kolo		P	K
Výsledné napětí v ohybu	$\sigma_{F1/2}$ [MPa]	92,7	93,6
Výsledné napětí v dotyku	$\sigma_{H1/2}$ [MPa]	600,2	600,2
Bezpečnost v ohybu	$S_{F1/2}$ [-]	6,3	6,2
Bezpečnost v dotyku	$S_{H1/2}$ [-]	1,5	1,5

3.2 Kontrola hřídelů

Pro obě hřídele všech tří variant řešení bude použit materiál 14 220.4. Uveden bude výpočet pouze varianty řešení č. 3 - předpoklad finální varianty řešení. U ostatních dvou variant budou uvedeny výsledky pro porovnání.

Vstupní výkon:

$$P_1 = 2 \cdot \pi \cdot T_1 \cdot \frac{n_1}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{560}{1000} \cdot \frac{1400}{60} = 82,1 \text{ [kW]} \quad (2)$$

Účinnost soukolí:

$$\eta = 0,98 \text{ [-]}$$

Výstupní výkon:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 82,1 \cdot 0,98 = 80,5 \text{ [kW]} \quad (3)$$

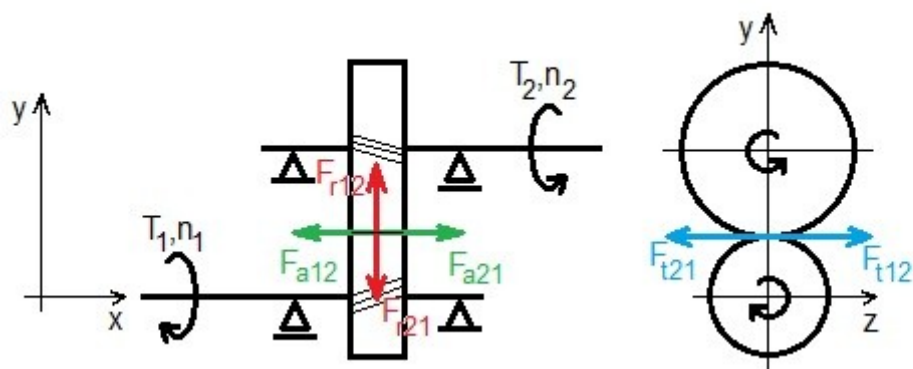
Výstupní otáčky:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1400}{1,6} = 875 \text{ [1/min]} \quad (4)$$

Výstupní točivý moment:

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{80,458 \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 875} = 879 \text{ [Nm]} \quad (5)$$

Z následujícího schéma je patrné uspořádání převodu a rozbor působících sil.



Obrázek 8. Působení sil v převodu

Průměr roztečné kružnice pastorku:

$$d_1 = 103,29 \text{ [mm]}$$

Průměr roztečné kružnice kola:

$$d_2 = 165,26 \text{ [mm]}$$

Obvodové síly:

$$F_{t12} = F_{t21} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 560 \cdot 1000}{103,29} = 10\,843 \text{ [N]} \quad (6)$$

Úhel záběru:

$$\alpha = 20 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Úhel sklonu zubů:

$$\beta = 14,5 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Radiální síly:

$$F_{r12} = F_{r21} = \frac{F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{10\,843 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14,5^\circ} = 4\,076,5 \text{ [N]} \quad (7)$$

Axiální síly:

$$F_{a12} = F_{a21} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \beta = 10\,843 \cdot \operatorname{tg} 14,5^\circ = 2\,804 \text{ [N]} \quad (8)$$

3.2.1 Výpočet a průběh ohybových a krutících momentů a posouvajících sil

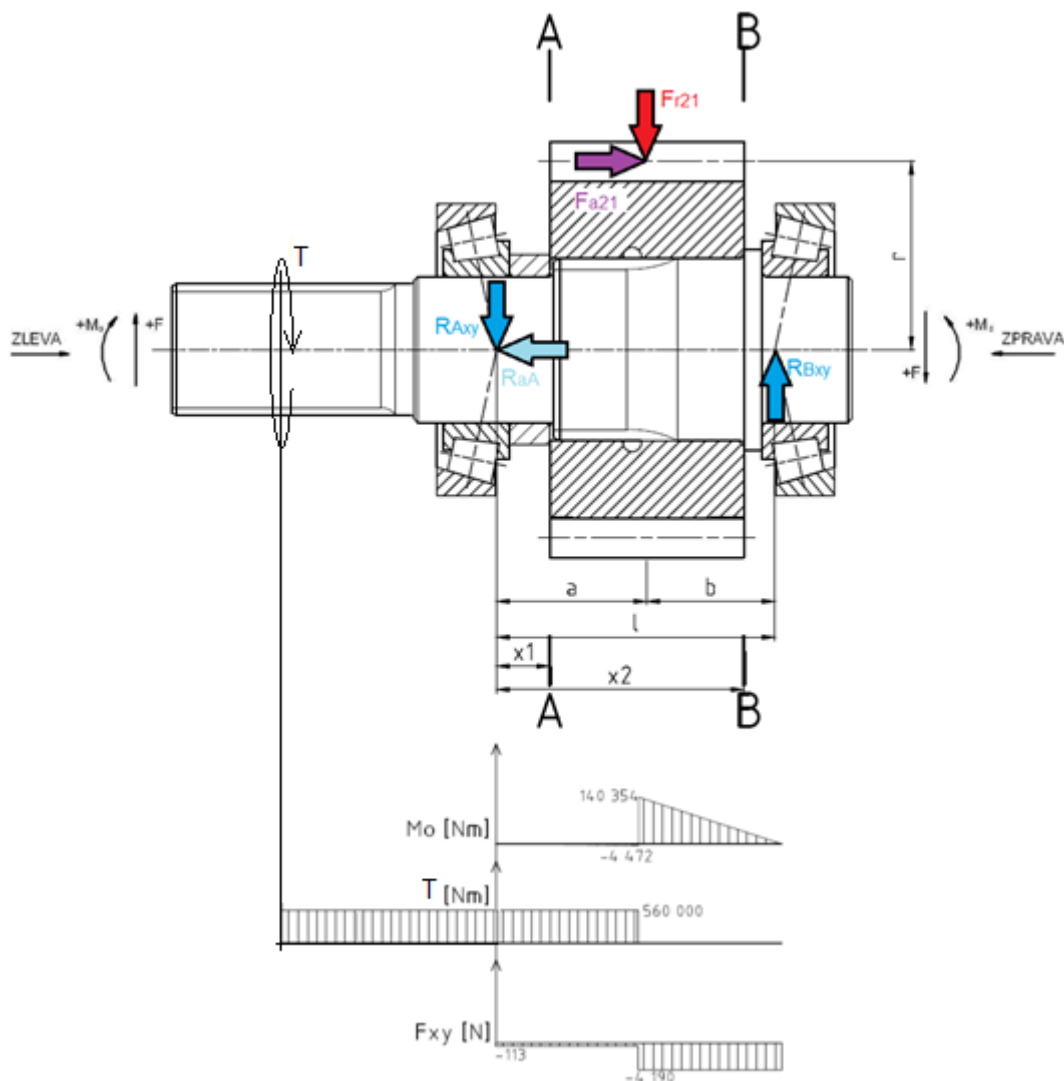
HŘÍDEL 1

Rozměry (obrázek 8,9):

$$a = 39,5 \text{ [mm]}, b = 33,5 \text{ [mm]}, l = 73 \text{ [mm]}, r = 51,645 \text{ [mm]}$$

- Rovina x - y

Na následujícím obrázku je nakresleno schéma působení sil na hřídel v rovině x-y a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil.



Obrázek 9. Schéma působení sil na hřídel v rovině x-y a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

Určení reakcí:

$$\sum M_B = F_{a21} \cdot r_1 - R_{Axy} \cdot l - F_{r21} \cdot b = 0$$

$$\rightarrow R_{Axy} = \frac{F_{a21} \cdot r_1 - F_{r21} \cdot b}{l} = \frac{2\,804 \cdot 51,645 - 4\,076 \cdot 33,5}{73} = 113,2 \text{ [N]} \quad (9)$$

$$\sum M_A = F_{r21} \cdot a + F_{a21} \cdot r_1 - R_{Bxy} \cdot l = 0$$

$$\rightarrow R_{Bxy} = \frac{F_{a21} \cdot r_1 + F_{r21} \cdot a}{l} = \frac{2\,804 \cdot 51,645 + 4\,076 \cdot 33,5}{73} = 4\,189,7 \text{ [N]} \quad (10)$$

$$R_{Aa} = F_{a21} = 2\,804 \text{ [N]} \quad (11)$$

Určení průběhu ohybových momentů v oblasti řezu A-A:

$$Mo_{xyAA} = -R_{Axy} \cdot x_1 \quad (12)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow Mo_{xyAA} = -113,2 \cdot 0 = 0 \text{ [Nmm]}$$

$$x_1 = a \rightarrow Mo_{xyAA} = -113,2 \cdot 39,5 = -4\,472 \text{ [Nmm]}$$

Určení průběhu točivých momentů v oblasti řezu A-A:

$$Mk_{xyAA} = T_1 = 560\,000 \text{ [Nmm]} \quad (13)$$

Určení průběhu posouvajících sil v oblasti řezu A-A:

$$F_{xyAA} = -R_{Axy} = -113,2 \text{ [N]} \quad (14)$$

Určení průběhu ohybových momentů v oblasti řezu B-B:

$$Mo_{xyBB} = -R_{Axy} \cdot x_2 - F_{r21} \cdot (x_2 - a) + F_{a21} \cdot r_1 \quad (15)$$

$$x_2 = a \rightarrow Mo_{xyBB} = -113,2 \cdot 39,5 - 4\,076 \cdot (39,5 - 39,5) + 2\,804 \cdot 51,645$$

$$= 140\,354 \text{ [Nmm]}$$

$$x_2 = a + b \rightarrow Mo_{xyBB}$$

$$= -113,2 \cdot (39,5 + 33,5) - 4\,076,468 \cdot ((39,5 + 33,5) - 39,5) + 2\,804$$

$$\cdot 51,645 = 0 \text{ [Nmm]}$$

Určení průběhu točivých momentů v oblasti řezu B-B:

$$Mk_{xyBB} = 0 \text{ [Nmm]} \quad (16)$$

Určení průběhu posouvajících sil v oblasti řezu B-B:

$$F_{xyBB} = -R_{Bxy} = -4\,190 \text{ [N]} \quad (17)$$

- Rovina x - z

Určení reakcí:

$$\sum M_B = R_{Axz} \cdot l - F_{t21} \cdot b = 0 \quad (18)$$

$$\rightarrow R_{Axz} = \frac{F_{t21} \cdot b}{l} = \frac{10\,843 \cdot 33,5}{73} = 4\,976 \text{ [N]}$$

$$\sum M_A = -F_{t21} \cdot a + R_{Bxz} \cdot l = 0 \quad (19)$$

$$\rightarrow R_{Bxz} = \frac{F_{t21} \cdot a}{l} = \frac{10\,843 \cdot 39,5}{73} = 5\,867 \text{ [N]}$$

Určení průběhu ohybových momentů v oblasti řezu A-A:

$$Mo_{xzAA} = R_{Axz} \cdot x_1 \quad (20)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow Mo_{xzAA} = 4\,976 \cdot 0 = 0 \text{ [Nmm]}$$

$$x_1 = a \rightarrow Mo_{xzAA} = 4\,976 \cdot 39,5 = 196\,553 \text{ [Nmm]}$$

Určení průběhu točivých momentů v oblasti řezu A-A:

$$Mk_{xzAA} = T_1 = 560\,000 \text{ [Nmm]} \quad (21)$$

Určení průběhu posouvajících sil v oblasti řezu A-A:

$$F_{xzAA} = R_{Axz} = 4\,976 \text{ [N]} \quad (22)$$

Určení průběhu ohybových momentů v oblasti řezu B-B:

$$Mo_{xzBB} = R_{Axz} \cdot x_2 - F_{t21} \cdot (x_2 - a) \quad (23)$$

$$x_2 = a \rightarrow Mo_{xzBB} = 4\,976 \cdot 39,5 - 10\,843 \cdot (39,5 - 39,5) = 196\,553 \text{ [Nmm]}$$

$$\begin{aligned} x_2 = a + b \rightarrow Mo_{xzBB} &= 4\,976 \cdot (39,5 + 33,5) - 10\,843 \cdot ((39,5 + 33,5) - 39,5) \\ &= 0 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

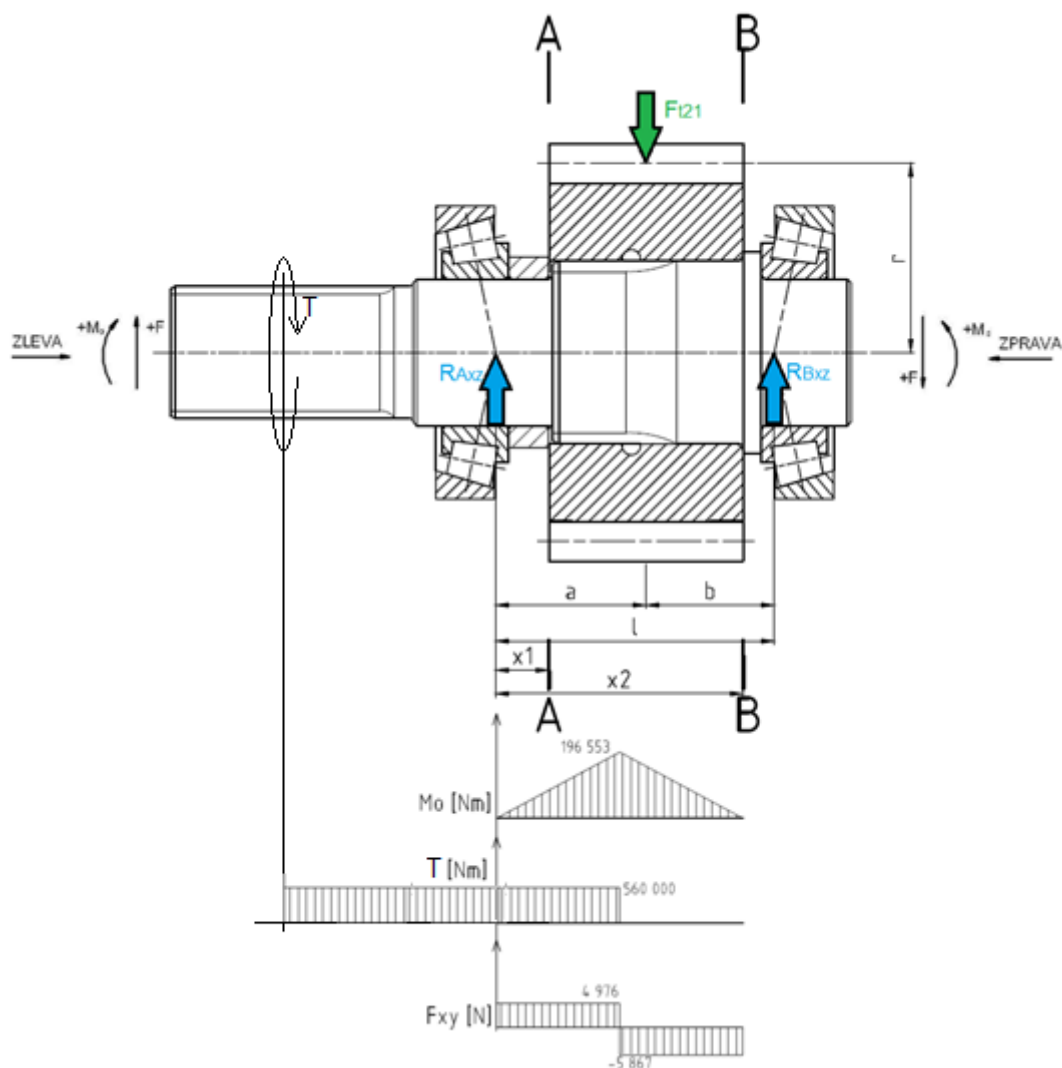
Určení průběhu točivých momentů v oblasti řezu B-B:

$$M_{k_{xzBB}} = 0 \text{ [Nmm]} \quad (24)$$

Určení průběhu posouvajících sil v oblasti řezu B-B:

$$F_{xzBB} = -R_{Bxz} = -5\,867 \text{ [N]} \quad (25)$$

Na následujícím obrázku je nakresleno schéma působení sil na hřídel v rovině x-z a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil.



Obrázek 10. Schéma působení sil na hřídel v rovině x-z a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

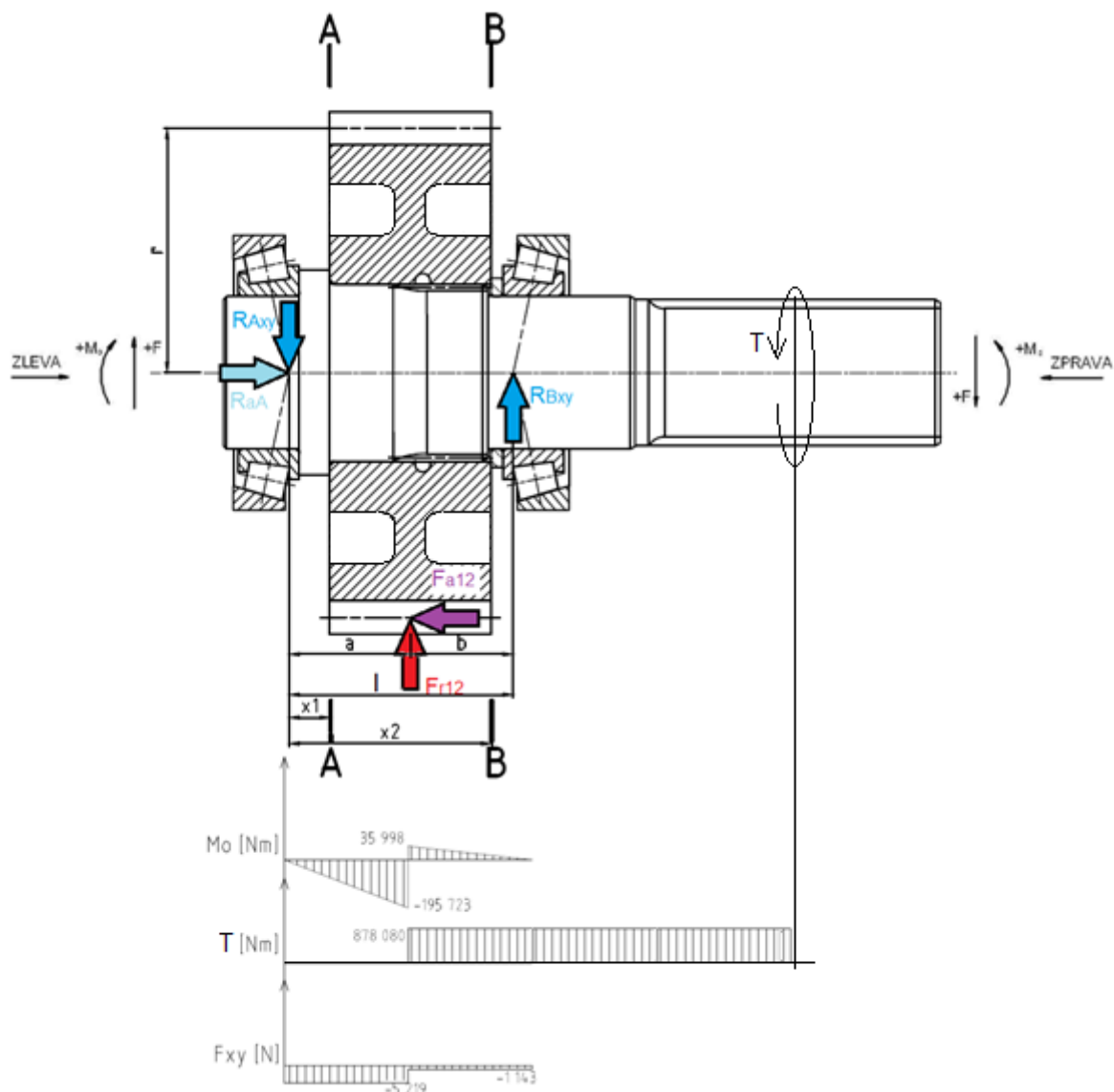
HŘÍDEL 2

Rozměry (obrázek 10,11):

$$a = 37,5 \text{ [mm]}, b = 31,5 \text{ [mm]}, l = 69 \text{ [mm]}, r = 82,632 \text{ [mm]}$$

- Rovina x - y

Na následujícím obrázku je nakresleno schéma působení sil na hřídel v rovině x-y a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil.



Obrázek 11. Schéma působení sil na hřídel v rovině x-y a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

Určení reakcí:

$$\sum M_B = F_{a12} \cdot r_2 + F_{r12} \cdot b - R_{Axy} \cdot l = 0 \quad (26)$$

$$\rightarrow R_{Axy} = \frac{F_{a12} \cdot r_2 + F_{r12} \cdot b}{l} = \frac{2\,804 \cdot 82,632 + 4\,076 \cdot 31,5}{69} = 5\,219 \text{ [N]}$$

$$\sum M_A = -F_{r12} \cdot a + F_{a12} \cdot r_2 - R_{Bxy} \cdot l = 0 \quad (27)$$

$$\rightarrow R_{Bxy} = \frac{F_{a12} \cdot r_2 - F_{r12} \cdot a}{l} = \frac{2\,804 \cdot 82,632 + 4\,076 \cdot 37,5}{69} = 1\,143 \text{ [N]}$$

$$R_{aA} = F_{a12} = 2\,804 \text{ [N]} \quad (28)$$

Určení průběhu ohybových momentů v oblasti řezu A-A:

$$Mo_{xyAA} = -R_{Axy} \cdot x_1 \quad (29)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow Mo_{xyAA} = -5\,219 \cdot 0 = 0 \text{ [Nmm]}$$

$$x_1 = a \rightarrow Mo_{xyAA} = -5\,219 \cdot 37,5 = -195\,723 \text{ [Nmm]}$$

Určení průběhu točivých momentů v oblasti řezu A-A:

$$Mk_{xyAA} = 0 \text{ [Nmm]} \quad (30)$$

Určení průběhu posouvajících sil v oblasti řezu A-A:

$$F_{xyAA} = -R_{Axy} = -5\,219 \text{ [N]} \quad (31)$$

Určení průběhu ohybových momentů v oblasti řezu B-B:

$$Mo_{xyBB} = -R_{Axy} \cdot x_2 - F_{r12} \cdot (x_2 - a) + F_{a12} \cdot r_2 \quad (32)$$

$$\begin{aligned} x_2 = a \rightarrow Mo_{xyBB} &= -5\,219 \cdot 37,5 - 4\,076 \cdot (37,5 - 37,5) + 2\,804 \cdot 82,632 \\ &= 35\,998 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_2 = a + b \rightarrow Mo_{xyBB} &= -5\,219 \cdot (37,5 + 31,5) - 4\,076 \cdot ((37,5 + 31,5) - 37,5) + 2\,804 \\ &\cdot 82,632 = 0 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

Určení průběhu točivých momentů v oblasti řezu B-B:

$$Mk_{xyBB} = T_2 = 878\,080 \text{ [Nmm]} \quad (33)$$

Určení průběhu posouvajících sil v oblasti řezu B-B:

$$F_{xyBB} = -R_{Bxy} = -1\,143\,[N] \quad (34)$$

- Rovina x - z

Určení reakcí:

$$\sum M_B = R_{Axz} \cdot l - F_{t12} \cdot b = 0 \quad (35)$$

$$\rightarrow R_{Axz} = \frac{F_{t12} \cdot b}{l} = \frac{10\,843 \cdot 31,5}{69} = 4\,950[N]$$

$$\sum M_A = -F_{t12} \cdot a + R_{Bxz} \cdot l = 0 \quad (36)$$

$$\rightarrow R_{Bxz} = \frac{F_{t12} \cdot a}{l} = \frac{10\,843 \cdot 37,5}{69} = 5\,893[N]$$

Určení průběhu ohybových momentů v oblasti řezu A-A:

$$Mo_{xzAA} = -R_{Axz} \cdot x_1 \quad (37)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow Mo_{xzAA} = -4\,950 \cdot 0 = 0\,[Nmm]$$

$$x_1 = a \rightarrow Mo_{xzAA} = -4\,950 \cdot 37,5 = -185\,632\,[Nmm]$$

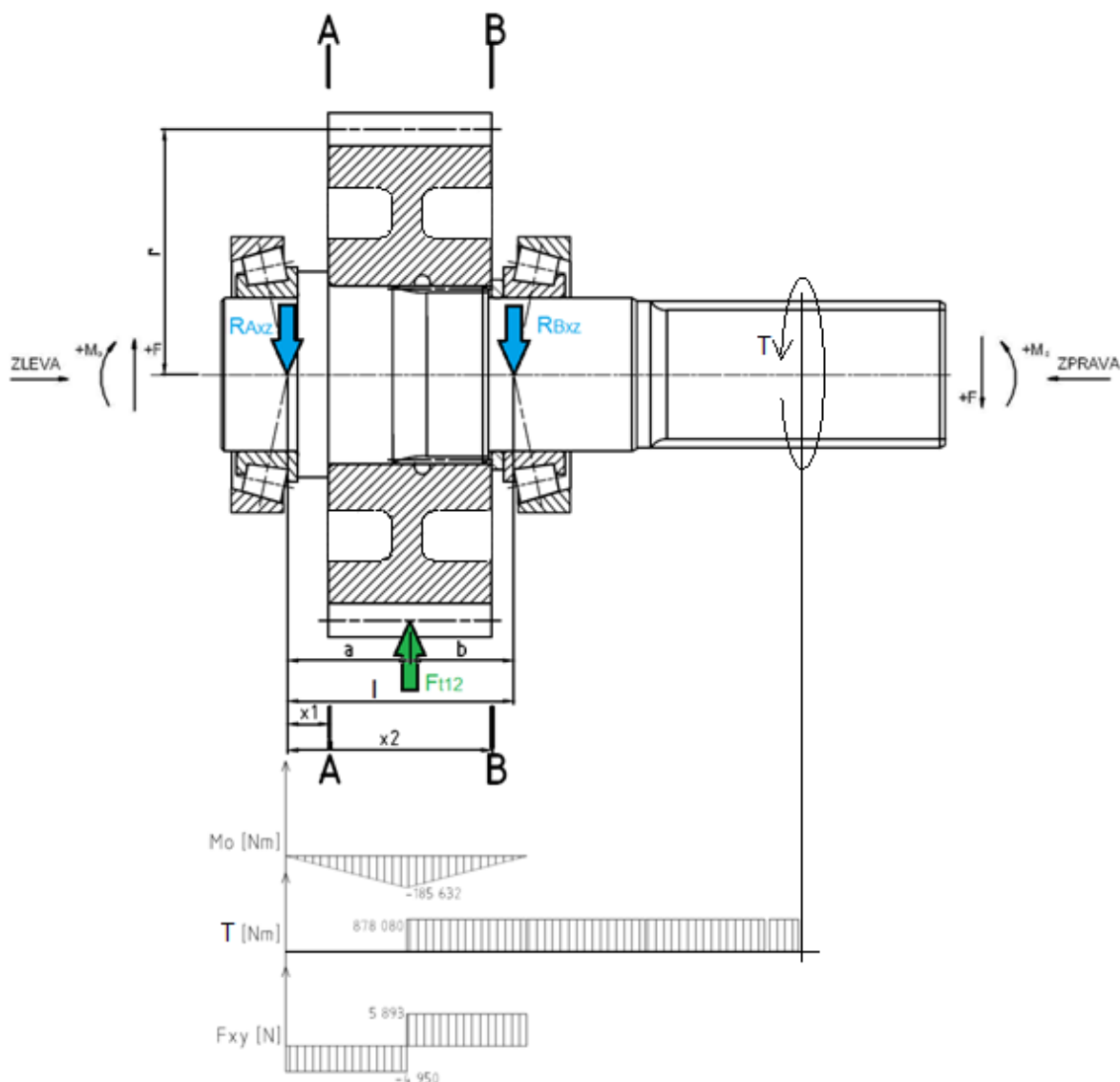
Určení průběhu točivých momentů v oblasti řezu A-A:

$$Mk_{xzAA} = 0\,[Nmm] \quad (38)$$

Určení průběhu posouvajících sil v oblasti řezu A-A:

$$F_{xzAA} = R_{Axz} = 4\,950\,[N] \quad (39)$$

Na následujícím obrázku je nakresleno schéma působení sil na hřídel v rovině x-z a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil.



Obrázek 12. Schéma působení sil na hřídel v rovině x-z a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

Určení průběhu ohybových momentů v oblasti řezu B-B:

$$M_{o_{xzBB}} = -R_{Axz} \cdot x_2 + F_{t12} \cdot (x_2 - a) \quad (40)$$

$$x_2 = a \rightarrow M_{o_{xzBB}} = -4\,950 \cdot 37,5 + 10\,843 \cdot (37,5 - 37,5) = -185\,632 \text{ [Nmm]}$$

$$x_2 = a + b \rightarrow M_{o_{xzBB}} = -4\,950 \cdot (37,5 + 31,5) + 10\,843,257 \cdot ((37,5 + 31,5) - 37,5) = 0 \text{ [Nmm]}$$

Určení průběhu točivých momentů v oblasti řezu B-B:

$$M_{k_{xzBB}} = T_2 = 878\,080 \text{ [Nmm]} \quad (41)$$

Určení průběhu posouvajících sil v oblasti řezu B-B:

$$F_{xzBB} = R_{Bxz} = 5\,893 \text{ [N]} \quad (42)$$

3.2.2 Určení bezpečností hřídelů

U hřídelů budou kontrolovány průřezy s největší koncentrací ohybového a točivého momentu a průřezy, kde je předpoklad největší koncentrace napětí. Jsou to průřezy na přechodu z průměru pod ložiskem a začátkem rovnobokého drážkování a průřez s největším ohybovým napětím - pod ozubeným kolem, v jeho středu.

HŘÍDEL 1

Naznačení kritických průřezů viz obr. 12.

Určení ohybového a točivého momentu v průřezích A-A a B-B, rovina x-y, x-z:

$$x_1 = 14 \text{ [mm]}, x_2 = 39,5 \text{ [mm]}$$

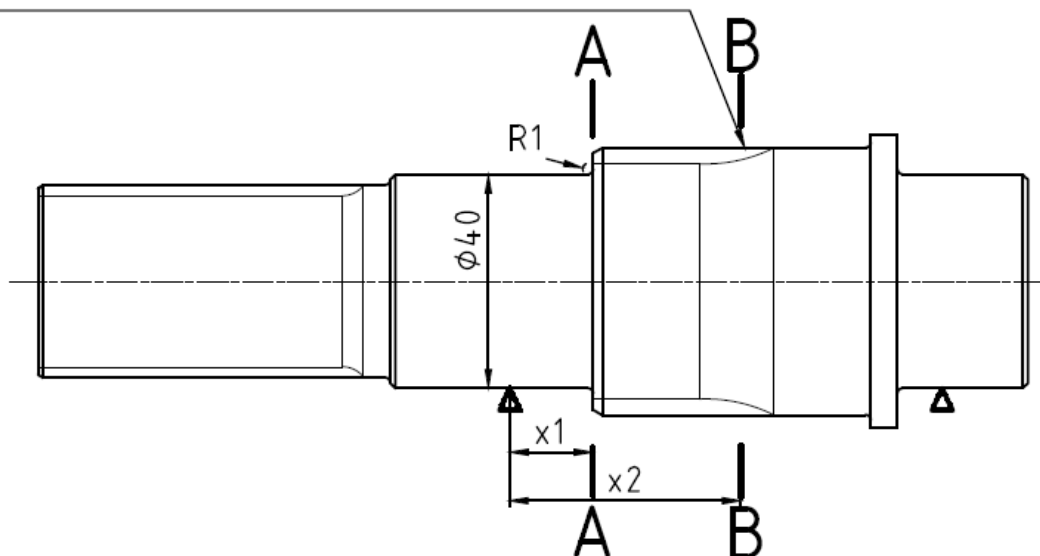
$$Mo_{xyx1} = R_{Axy} \cdot x_1 = 113 \cdot 14 = 1\,585 \text{ [Nmm]} \quad (43)$$

$$Mo_{xzx1} = R_{Axz} \cdot x_1 = 4\,976 \cdot 14 = 69\,664 \text{ [Nmm]} \quad (44)$$

$$Mo_{xyx2} = Mo_{xyBB} = 140\,354 \text{ [Nmm]} \quad (45)$$

$$Mo_{xzx2} = Mo_{xzBB} = 196\,553 \text{ [Nmm]} \quad (46)$$

$$Mk_{x1} = T_1 = 560\,000 \text{ [Nmm]} \quad (47)$$



Obrázek 13. Kritické průřezy hřídele 1

Výsledný ohybový moment hřídele 1 v kritickém průřezu A-A, se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$ [-] dle [2].

$$M_{o1A} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyx1})^2 + (K_A \cdot M_{oxzx1})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 1\,585)^2 + (1,5 \cdot 69\,664)^2} \\ = 104\,523 \text{ [Nmm]} \quad (48)$$

Výsledný ohybový moment hřídele 1 v kritickém průřezu B-B, se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$ [-] dle [2].

$$M_{o1B} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyx2})^2 + (K_A \cdot M_{oxzx2})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 140\,354)^2 + (1,5 \cdot 196\,553)^2} \\ = 362\,281 \text{ [Nmm]} \quad (49)$$

Výsledný točivý moment hřídele 1 v kritickém průřezu A-A / B-B, se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$ [-] dle [2].

$$M_{k1} = K_A \cdot M_{kx1} = 1,5 \cdot 560\,000 = 840\,000 \text{ [Nmm]} \quad (50)$$

- Statická kontrola hřídele 1

Průměr hřídele 1 v průřezu A-A:

$$d_{H1A} = 40 \text{ [mm]}$$

Součinitel vrubu (koncentrace napětí) hřídele 1 v průřezu A-A pro ohyb dle [2]:

$$\alpha_{\sigma H1A} = 2,1 [-]$$

Součinitel vrubu (koncentrace napětí) hřídele 1 v průřezu A-A pro smyk dle [2]:

$$\alpha_{\tau H1A} = 1,4 [-]$$

Ohybové napětí hřídele 1 v průřezu A-A dle [2]:

$$\sigma_{H1A} = \frac{32 \cdot Mo_{1A}}{\pi \cdot d_{H1A}^3} \cdot \alpha_{\sigma H1A} = \frac{32 \cdot 104\,523}{\pi \cdot 40^3} \cdot 2,1 = 34,9 [MPa] \quad (51)$$

Smykové napětí hřídele 1 v průřezu A-A dle [2]:

$$\tau_{H1A} = \frac{16 \cdot Mk_1}{\pi \cdot d_{H1A}^3} \cdot \alpha_{\tau H1A} = \frac{16 \cdot 840\,000}{\pi \cdot 40^3} \cdot 1,4 = 93,6 [MPa] \quad (52)$$

Redukované napětí hřídele 1 v průřezu A-A podle Guesta:

$$\sigma_{H1Ared} = \sqrt{\sigma_{H1A}^2 + 4 \cdot \tau_{H1A}^2} = \sqrt{34,9^2 + 4 \cdot 93,6^2} = 190,4 [MPa] \quad (53)$$

Součinitel statické bezpečnosti hřídele 1 v průřezu A-A:

$$k_{sH1A} = \frac{Re_{14\,220,4}}{\sigma_{H1Ared}} = \frac{590}{190,4} = 3,1 [-] \quad (54)$$

Malý průměr drážkování hřídele 1 v průřezu B-B:

$$d_{H1B} = 42,8 [mm]$$

Součinitel vrubu (koncentrace napětí) hřídele 1 v průřezu B-B pro ohyb dle:

$$\alpha_{\sigma H1B} = 1 [-]$$

Součinitel vrubu (koncentrace napětí) hřídele 1 v průřezu B-B pro smyk dle:

$$\alpha_{\tau H1B} = 1 [-]$$

Ohybové napětí hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$\sigma_{H1B} = \frac{32 \cdot Mo_{1B}}{\pi \cdot d_{H1B}^3} \cdot \alpha_{\sigma H1B} = \frac{32 \cdot 362\,281}{\pi \cdot 42,8^3} \cdot 1 = 47,1 [MPa] \quad (55)$$

Smykové napětí hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$\tau_{H1B} = \frac{16 \cdot M k_1}{\pi \cdot d_{H1B}^3} \cdot \alpha_{\tau H1B} = \frac{16 \cdot 840\,000}{\pi \cdot 42,8^3} \cdot 1 = 54,6 [MPa] \quad (56)$$

Redukované napětí hřídele 1 v průřezu B-B podle Gesta:

$$\sigma_{H1Bred} = \sqrt{\sigma_{H1B}^2 + 4 \cdot \tau_{H1B}^2} = \sqrt{47,1^2 + 4 \cdot 54,6^2} = 118,8 [MPa] \quad (57)$$

Součinitel statické bezpečnosti hřídele 1 v průřezu B-B:

$$k_{sH1B} = \frac{Re_{14\,220.4}}{\sigma_{H1Bred}} = \frac{590}{125,7} = 5,0 [-] \quad (58)$$

- Dynamická kontrola hřídele 1

Mez únavy v ohybu oceli 14 220.4 pro hladký vzorek dle [2]:

$$\sigma_{co-14\,220.4} = 0,49 \cdot Rm_{14\,220.4} = 0,49 \cdot 785 = 384,7 [MPa] \quad (59)$$

Neuberova konstanta vrubové citlivosti pro materiál 14 220.4 dle [2]:

$$\sqrt{A}_{14\,220.4} = 0,25 [-]$$

Poloměr vrubu hřídele 1 v průřezu A-A:

$$\rho_{H1A} = 1 [mm]$$

Vrubový součinitel hřídele 1 v průřezu A-A dle [2]:

$$\beta_{H1A} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma H1A} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}_{14\,220.4}}{\sqrt{\rho_{H1A}}}} = 1 + \frac{2,1 - 1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{1}}} = 1,88 [-] \quad (60)$$

Součinitel velikosti hřídele 1 v průřezu A-A dle [2]:

$$\varepsilon_{vH1A} = 0,72 [-]$$

Součinitel jakosti povrchu hřídele 1 v průřezu A-A dle [2]:

$$\eta_{pH1A} = 0,77 [-]$$

Mez únavy skutečné součásti - hřídele 1 v průřezu A-A dle [2]:

$$\sigma_{COH1A}^* = \sigma_{CO-14\ 220.4} \frac{\varepsilon_{vH1A} \cdot \eta_{pH1A}}{\beta_{H1A}} = 384,7 \cdot \frac{0,72 \cdot 0,77}{1,88} = 113,4 \text{ [MPa]} \quad (61)$$

Amplituda napětí hřídele 1 v průřezu A-A:

$$\sigma_{aH1A} = \frac{32 \cdot Mo_{1A}}{\pi \cdot d_{H1A}^3} = \frac{32 \cdot 104\ 523}{\pi \cdot 40^3} = 16,6 \text{ [MPa]} \quad (62)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu hřídele 1 v průřezu A-A:

$$k_{d\sigma H1A} = \frac{\sigma_{COH1A}^*}{\sigma_{aH1A}} = \frac{113,4}{16,6} = 6,8 \text{ [-]} \quad (63)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku hřídele 1 v průřezu A-A:

$$k_{s\tau H1A} = \frac{0,577 \cdot Re_{14\ 220.4}}{\tau_{H1A}} = \frac{0,577 \cdot 590}{93,6} = 3,6 \text{ [-]} \quad (64)$$

Výsledná bezpečnost hřídele 1 v průřezu A-A dle [2]:

$$k_{vH1A} = \frac{k_{d\sigma H1A} \cdot k_{s\tau H1A}}{\sqrt{k_{d\sigma H1A}^2 + k_{s\tau H1A}^2}} = \frac{6,8 \cdot 3,6}{\sqrt{6,8^2 + 3,6^2}} = 3,2 \text{ [-]} \quad (65)$$

Vrubový součinitel hřídele 1 v průřezu B-B:

$$\beta_{H1B} = 1 \text{ [-]}$$

Součinitel velikosti hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$\varepsilon_{vH1B} = 0,73 \text{ [-]}$$

Součinitel jakosti povrchu hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$\eta_{pH1B} = 0,77 \text{ [-]}$$

Mez únavy skutečné součásti - hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$\sigma_{COH1B}^* = \sigma_{CO-14\ 220.4} \frac{\varepsilon_{vH1B} \cdot \eta_{pH1B}}{\beta_{H1B}} = 384,7 \cdot \frac{0,73 \cdot 0,77}{1} = 216,2 \text{ [MPa]} \quad (66)$$

Amplituda napětí hřídele 1 v průřezu B-B:

$$\sigma_{aH1B} = \frac{32 \cdot M_{o1B}}{\pi \cdot d_{H1B}^3} = \frac{32 \cdot 362\,281}{\pi \cdot 42,8^3} = 47,1 \text{ [MPa]} \quad (67)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu hřídele 1 v průřezu B-B:

$$k_{d\sigma H1B} = \frac{\sigma_{COH1B}^*}{\sigma_{aH1B}} = \frac{216,2}{47,1} = 4,6 \text{ [-]} \quad (68)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku hřídele 1 v průřezu B-B:

$$k_{s\tau H1B} = \frac{0,577 \cdot Re_{14\,220,4}}{\tau_{H1B}} = \frac{0,577 \cdot 590}{54,565} = 6,2 \text{ [-]} \quad (69)$$

Výsledná bezpečnost hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$k_{vH1B} = \frac{k_{d\sigma H1B} \cdot k_{s\tau H1B}}{\sqrt{k_{d\sigma H1B}^2 + k_{s\tau H1B}^2}} = \frac{4,6 \cdot 6,2}{\sqrt{4,6^2 + 6,2^2}} = 3,7 \text{ [-]} \quad (70)$$

Při výpočtu výsledné bezpečnosti v průřezu B-B byl uvažován vrubový součinitel $\beta_{H1B} = 1 \text{ [-]}$. Jedná se o kontrolu průřezu v místě evolventního drážkování. Pro evolventní drážkování není v dostupné literatuře tento vrubový součinitel dostatečně popsán. Avšak bylo by chybné při výpočtu uvažovat, že $\beta_{H1B} = 1 \text{ [-]}$, protože by to znamenalo, že v kontrolovaném průřezu se nenachází žádný vrub. Proto jsem uvažil obrácený postup výpočtu. V literatuře [4], je uvedeno, že minimální výsledný součinitel bezpečnosti by měl být - $k_v = 1,8 \text{ [-]}$. Postupným dosazování za β_{H1B} jsem tedy zjistil, že aby bylo dosaženo výsledné bezpečnosti $k_{vH1B} = 1,8 \text{ [-]}$, musí být hodnota součinitel nanejvýš $\beta_{H1B} = 2,44$. Lze předpokládat, že takto vysoké hodnoty, by skutečný součinitel v místě evolventního drážkování nedosáhl.

Vrubový součinitel hřídele 1 v průřezu B-B:

$$\beta_{H1B} = 2,44 \text{ [-]}$$

Součinitel velikosti hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$\varepsilon_{vH1B} = 0,73 \text{ [-]}$$

Součinitel jakosti povrchu hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$\eta_{pH1B} = 0,77 \text{ [-]}$$

Mez únavy skutečné součásti - hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$\sigma_{COH1B}^* = \sigma_{CO-14\ 220.4} \frac{\varepsilon_{vH1B} \cdot \eta_{pH1B}}{\beta_{H1B}} = 384,7 \cdot \frac{0,73 \cdot 0,77}{2,44} = 88,6 [MPa] \quad (71)$$

Amplituda napětí hřídele 1 v průřezu B-B:

$$\sigma_{aH1B} = \frac{32 \cdot Mo_{1B}}{\pi \cdot d_{H1B}^3} = \frac{32 \cdot 362\ 281}{\pi \cdot 42,8^3} = 47,1 [MPa] \quad (72)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu hřídele 1 v průřezu B-B:

$$k_{d\sigma H1B} = \frac{\sigma_{COH1B}^*}{\sigma_{aH1B}} = \frac{88,6}{47,1} = 1,88 [-] \quad (73)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku hřídele 1 v průřezu B-B:

$$k_{s\tau H1B} = \frac{0,577 \cdot Re_{14\ 220.4}}{\tau_{H1B}} = \frac{0,577 \cdot 590}{54,565} = 6,2 [-] \quad (74)$$

Výsledná bezpečnost hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$k_{vH1B} = \frac{k_{d\sigma H1B} \cdot k_{s\tau H1B}}{\sqrt{k_{d\sigma H1B}^2 + k_{s\tau H1B}^2}} = \frac{1,88 \cdot 6,2}{\sqrt{1,88^2 + 6,2^2}} = 1,8 [-] \quad (75)$$

HŘÍDEL 2

Naznačení kritických průřezů viz obr. 13.

Určení ohybového a točivého momentu v průřezích A-A a B-B, rovina x-y, x-z:

$$x_3 = 6 [mm], x_4 = 31,5 [mm]$$

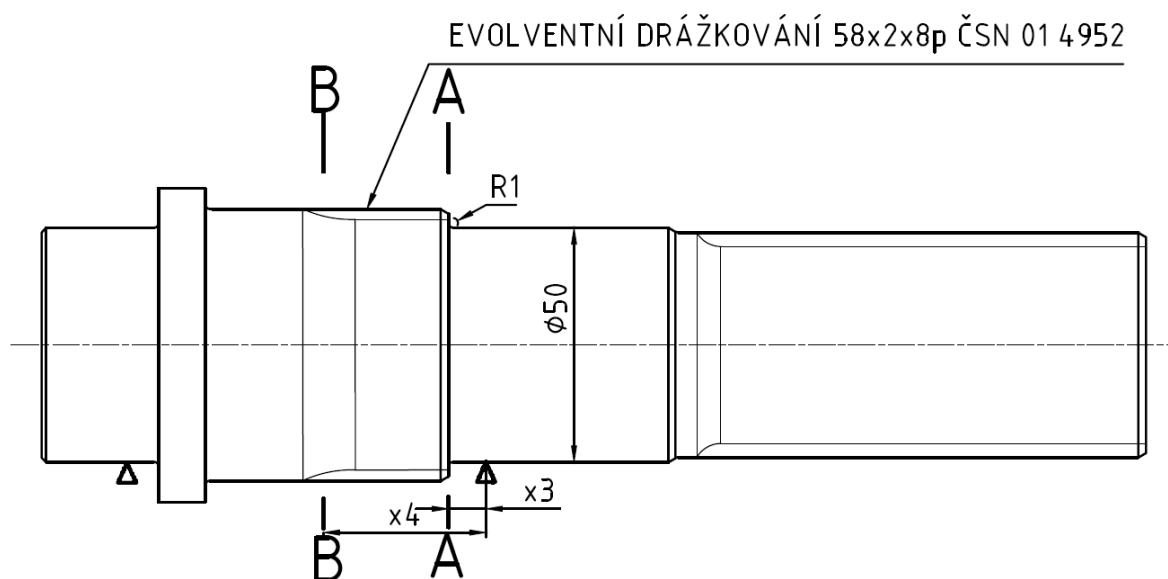
$$Mo_{xyx3} = R_{Axy} \cdot x_3 = 5\ 219,3 \cdot 6 = 31\ 316 [Nmm] \quad (76)$$

$$Mo_{xzx3} = R_{Axz} \cdot x_3 = 4\ 950,2 \cdot 6 = 29\ 701 [Nmm] \quad (77)$$

$$Mo_{xyx4} = Mo_{xyBB} = 195\ 723 [Nmm] \quad (78)$$

$$Mo_{xzx4} = Mo_{xyBB} = 185\ 632 [Nmm] \quad (79)$$

$$Mk_{x3} = T_2 = 878\ 080 [Nmm] \quad (80)$$



Obrázek 14. Kritické průřezy hřídele 2

Výsledný ohybový moment hřídele 2 v kritickém průřezu A-A, se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$ [-] dle [2].

$$M_{o2A} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyx3})^2 + (K_A \cdot M_{oxzx3})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 31\,316)^2 + (1,5 \cdot 29\,701)^2}$$

$$= 64\,741 \text{ [Nmm]} \quad (81)$$

Výsledný ohybový moment hřídele 2 v kritickém průřezu B-B, se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$ [-] dle [2].

$$M_{o2B} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyx4})^2 + (K_A \cdot M_{oxzx4})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 195\,723)^2 + (1,5 \cdot 185\,632)^2}$$

$$= 404\,629 \text{ [Nmm]} \quad (82)$$

Výsledný točivý moment hřídele 2 v kritickém průřezu A-A / B-B, se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$ [-] dle [2].

$$Mk_2 = K_A \cdot Mk_{x3} = 1,5 \cdot 878\,080 = 1\,317\,120 \text{ [Nmm]} \quad (83)$$

- Statická kontrola hřídele 2

Průměr hřídele 2 v průřezu A-A:

$$d_{H2A} = 50 \text{ [mm]}$$

Součinitel vrubu (koncentrace napětí) hřídele 2 v průřezu A-A pro ohyb dle [2]:

$$\alpha_{\sigma H2A} = 2,1 [-]$$

Součinitel vrubu (koncentrace napětí) hřídele 2 v průřezu A-A pro smyk dle [2]:

$$\alpha_{\tau H2A} = 1,4 [-]$$

Ohybové napětí hřídele 2 v průřezu A-A dle [2]:

$$\sigma_{H2A} = \frac{32 \cdot M_{o2A}}{\pi \cdot d_{H2A}^3} \cdot \alpha_{\sigma H2A} = \frac{32 \cdot 64\,741}{\pi \cdot 50^3} \cdot 2,1 = 11,1 [MPa] \quad (84)$$

Smykové napětí hřídele 2 v průřezu A-A dle [2]:

$$\tau_{H2A} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_{H2A}^3} \cdot \alpha_{\tau H2A} = \frac{16 \cdot 1\,317\,120}{\pi \cdot 50^3} \cdot 1,4 = 75,1 [MPa] \quad (85)$$

Redukované napětí hřídele 2 v průřezu A-A podle Guesta:

$$\sigma_{H2Ared} = \sqrt{\sigma_{H2A}^2 + 4 \cdot \tau_{H2A}^2} = \sqrt{11,1^2 + 4 \cdot 75,1^2} = 150,7 [MPa] \quad (86)$$

Součinitel statické bezpečnosti hřídele 2 v průřezu A-A:

$$k_{sH2A} = \frac{Re_{14\,220,4}}{\sigma_{H2Ared}} = \frac{590}{150,7} = 3,9 [-] \quad (87)$$

Malý průměr drážkování hřídele 2 v průřezu B-B:

$$d_{H2B} = 53,2 [mm]$$

Součinitel vrubu (koncentrace napětí) hřídele 2 v průřezu B-B pro ohyb:

$$\alpha_{\sigma H2B} = 1 [-]$$

Součinitel vrubu (koncentrace napětí) hřídele 2 v průřezu B-B pro smyk:

$$\alpha_{\tau H2B} = 1 [-]$$

Ohybové napětí hřídele 2 v průřezu B-B dle [2]:

$$\sigma_{H2B} = \frac{32 \cdot M_{o2B}}{\pi \cdot d_{H2B}^3} \cdot \alpha_{\sigma H2B} = \frac{32 \cdot 404\,629}{\pi \cdot 53,2^3} \cdot 1 = 27,4 [MPa] \quad (88)$$

Smykové napětí hřídele 2 v průřezu B-B dle [2]:

$$\tau_{H2B} = \frac{16 \cdot M k_2}{\pi \cdot d_{H2B}^3} \cdot \alpha_{\tau H2B} = \frac{16 \cdot 1\,317\,120}{\pi \cdot 53,2^3} \cdot 1 = 44,6 [MPa] \quad (89)$$

Redukované napětí hřídele 2 v průřezu B-B podle Guesta:

$$\sigma_{H2Bred} = \sqrt{\sigma_{H2B}^2 + 4 \cdot \tau_{H2B}^2} = \sqrt{27,4^2 + 4 \cdot 44,6^2} = 93,2 [MPa] \quad (90)$$

Součinitel statické bezpečnosti hřídele 2 v průřezu B-B:

$$k_{sH2B} = \frac{Re_{14\,220.4}}{\sigma_{H2Bred}} = \frac{590}{93,2} = 6,3 [-] \quad (91)$$

- Dynamická kontrola hřídele 2

Mez únavy v ohybu oceli 14 220.4 pro hladký vzorek dle [2]:

$$\sigma_{co-14\,220.4} = 0,49 \cdot Rm_{14\,220.4} = 0,49 \cdot 785 = 384,7 [MPa] \quad (92)$$

Neuberova konstanta vrubové citlivosti pro materiál 14 220.4 dle [2]:

$$\sqrt{A}_{14\,220.4} = 0,25 [-]$$

Poloměr vrubu hřídele 2 v průřezu A-A:

$$\rho_{H2A} = 1 [mm]$$

Vrubový součinitel hřídele 2 v průřezu A-A dle [2]:

$$\beta_{H2A} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma H2A} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}_{14\,220.4}}{\sqrt{\rho_{H2A}}}} = 1 + \frac{2,1 - 1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{1}}} = 1,88 [-] \quad (93)$$

Součinitel velikosti hřídele 2 v průřezu A-A dle [2]:

$$\varepsilon_{vH2A} = 0,68 [-]$$

Součinitel jakosti povrchu hřídele 2 v průřezu A-A dle [2]:

$$\eta_{pH2A} = 0,77 [-]$$

Mez únavy skutečné součásti - hřídele 2 v průřezu A-A dle [2]:

$$\sigma_{COH2A}^* = \sigma_{CO-14\ 220.4} \frac{\varepsilon_{vH2A} \cdot \eta_{pH2A}}{\beta_{H2A}} = 384,7 \cdot \frac{0,68 \cdot 0,77}{1,88} = 107,1 [MPa] \quad (94)$$

Amplituda napětí hřídele 2 v průřezu A-A:

$$\sigma_{aH2A} = \frac{32 \cdot Mo_{2A}}{\pi \cdot d_{H2A}^3} = \frac{32 \cdot 64\ 741}{\pi \cdot 50^3} = 5,3 [MPa] \quad (95)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu hřídele 2 v průřezu A-A:

$$k_{d\sigma H2A} = \frac{\sigma_{COH2A}^*}{\sigma_{aH2A}} = \frac{107,1}{5,3} = 20,3 [-] \quad (96)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku hřídele 2 v průřezu A-A:

$$k_{s\tau H2A} = \frac{0,577 \cdot Re_{14\ 220.4}}{\tau_{H2A}} = \frac{0,577 \cdot 590}{75,1} = 4,5 [-] \quad (97)$$

Výsledná bezpečnost hřídele 1 v průřezu A-A dle [2]:

$$k_{vH2A} = \frac{k_{d\sigma H2A} \cdot k_{s\tau H2A}}{\sqrt{k_{d\sigma H2A}^2 + k_{s\tau H2A}^2}} = \frac{20,3 \cdot 4,5}{\sqrt{20,3^2 + 4,5^2}} = 4,4 [-] \quad (98)$$

Vrubový součinitel hřídele 2 v průřezu B-B:

$$\beta_{H2B} = 1 [-]$$

Součinitel velikosti hřídele 2 v průřezu B-B dle [2]:

$$\varepsilon_{vH2B} = 0,67 [-]$$

Součinitel jakosti povrchu hřídele 2 v průřezu B-B dle [2]:

$$\eta_{pH2B} = 0,77 [-]$$

Mez únavy skutečné součásti - hřídele 2 v průřezu B-B dle [2]:

$$\sigma_{COH2B}^* = \sigma_{CO-14\ 220.4} \frac{\varepsilon_{vH2B} \cdot \eta_{pH2B}}{\beta_{H2B}} = 384,7 \cdot \frac{0,67 \cdot 0,77}{1} = 198,4 [MPa] \quad (99)$$

Amplituda napětí hřídele 2 v průřezu B-B:

$$\sigma_{aH2B} = \frac{32 \cdot Mo_{2B}}{\pi \cdot d_{H2B}^3} = \frac{32 \cdot 404\,629}{\pi \cdot 53,2^3} = 27,4 \text{ [MPa]} \quad (100)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu hřídele 2 v průřezu B-B:

$$k_{d\sigma H2B} = \frac{\sigma_{COH2B}^*}{\sigma_{aH2B}} = \frac{198,4}{27,4} = 7,3 [-] \quad (101)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku hřídele 2 v průřezu B-B:

$$k_{s\tau H2B} = \frac{0,577 \cdot Re_{14\,220,4}}{\tau_{H2B}} = \frac{0,577 \cdot 590}{44,6} = 7,6 [-] \quad (102)$$

Výsledná bezpečnost hřídele 1 v průřezu B-B dle [2]:

$$k_{vH1B} = \frac{k_{d\sigma H1B} \cdot k_{s\tau H1B}}{\sqrt{k_{d\sigma H1B}^2 + k_{s\tau H1B}^2}} = \frac{7,3 \cdot 7,6}{\sqrt{7,3^2 + 7,6}} = 5,3 [-] \quad (103)$$

Zde nastává stejný problém jako u hřídele 1. Postupným dosazování za β_{H2B} jsem opět zjistil, že aby bylo dosaženo výsledné bezpečnosti $k_{vH2B} = 1,8 [-]$, musí být hodnota součinitel nanejvýš $\beta_{H1B} = 3,9$. Zde je hodnota součinitele ještě větší než v případě hřídele 1. Opět lze předpokládat, že takto vysoké hodnoty by součinitel v případě evolventního drážkování nedosáhl.

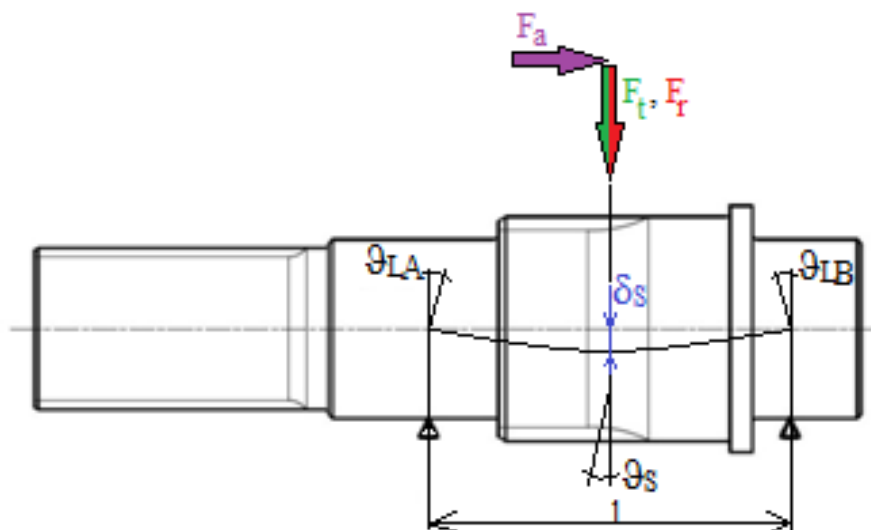
3.2.3 Porovnání výsledků kontrol hřidelů 3. variant řešení

Tabulka 7. Porovnání výsledků kontrol hřidelů 3. variant řešení

		Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3	
		Hřidel 1	Hřidel 2	Hřidel 1	Hřidel 2	Hřidel 1	Hřidel 2
Síly působící na hřidel	Obvodové síly - $F_{t12} = F_{t21}$ [N]	11 200	11 200	11 200	11 200	10 843	10 843
	Radiální síly - $F_{r12} = F_{r21}$ [N]	4 076,5	4 076,5	4 076,5	4 076,5	4 076,5	4 076,5
	Axiální síly - $F_{a12} = F_{a21}$ [N]	0	0	0	0	2 804	2 804
Reakce v podporách	Rad. A, v rovině xy - R_{Axy} [N]	2 038,2	2 038,2	2 038,2	2 038,2	113,2	5 219,3
	Rad. B, v rovině xy - R_{Bxy} [N]	2 038,2	2 038,2	2 038,2	2 038,2	4 189,7	1 142,8
	Rad. A, v rovině xz - R_{Axz} [N]	5 600	5 600	5 600	5 600	4 976,0	4 950,2
	Rad. B, v rovině xz - R_{Bxz} [N]	5 600	5 600	5 600	5 600	5 867,2	5 893,1
	Ax. A, v rovině xy - R_{Aa} [N]	0	0	0	0	2 804	2 804
Momenty v kritických průřezích	Ohyb. mom. A - M_{oA} [Nmm]	196 660	151 965	227 947	241 356	104 523	64 741
	Ohyb. mom. B - M_{oB} [Nmm]	473 772	442 485	362 033	375 442	362 281	404 629
	Krout. mom. - M_k [Nmm]	840 000	1370120	840 000	1370120	840 000	1317120
Statická kontrola hřidelů	Ohyb. napětí A - σ_A [MPa]	65,7	26,0	76,2	41,3	34,9	11,1
	Smyk. napětí A - τ_A [MPa]	93,6	75,1	93,6	75,1	93,6	75,1
	Reduk. napětí A - σ_{Ared} [MPa]	198,3	152,5	202,1	155,8	190,4	150,7
	St. bezpečnost A - k_{sA} [-]	3,0	3,9	2,9	3,8	3,1	3,9
	Ohyb. napětí B - σ_B [MPa]	65,1	60,8	49,8	51,6	47,1	27,4
	Smyk. napětí B - τ_B [MPa]	57,7	90,5	57,7	90,5	54,6	44,6
	Reduk. napětí B - σ_{Bred} [MPa]	132,6	191,0	125,8	188,3	118,8	93,2
	St. bezpečnost B - k_{sB} [-]	4,5	3,1	4,7	3,1	4,96	6,3
Dynamická kontrola hřidelů	Mez ún. sk. sou. A - σ_{coA} [MPa]	128,9	128,9	128,9	128,9	113,4	107,1
	Ampl. napětí v A - σ_{aA} [MPa]	31,3	12,4	36,3	19,7	16,6	5,3
	Dyn. bezp. A - k_{dA} [MPa]	4,1	10,4	3,6	6,6	6,8	20,3
	Výsl. bezp. A - k_{vA} [MPa]	2,7	4,2	2,5	3,7	3,2	4,4
	Mez ún. sk. sou. B - σ_{coB} [MPa]	96,2	96,2	96,2	96,2	88,6	50,9
	Ampl. napětí v B - σ_{aB} [MPa]	65,1	60,8	49,8	51,6	47,1	27,4
	Dyn. bezp. B - k_{dB} [MPa]	1,5	1,6	1,9	1,9	1,9	1,9
	Výsl. bezp. B - k_{vB} [MPa]	1,4	1,6	1,8	1,7	1,8	1,8

3.3 Deformace hřídelů

Průhyb a natočení hřídelů byl získán ze software Autodesk Inventor Professional 2013. Výsledky pro všechny tři varianty jsou zaznamenány v tabulce. Na obr.15 je pro příklad naznačeno schéma deformací hřídele 1, varianty 3.



Obrázek 15. Schéma deformací hřídele 1, var. 3

Tabulka 8. Průhyb a natočení hřídelů

Varianta soukolí		1. STANDARD		2. NESTANDARD		3. NESTANDARD	
Hřídel		1	2	1	2	1	2
Průhyb pod ozubeným kolem	δ_s [mm]	0,007	0,004	0,004	0,003	0,003	0,002
Naklonění pod ozubeným kolem	ϑ_s [°]	0,004	0,002	0,004	0,003	0,004	0,002
Typ ložisek		kuličková				kuželíková	
Naklonění v ložisku A	ϑ_L [°]	0,012	0,006	0,01	0,005	0,007	0,004
Naklonění v ložisku B	ϑ_L [°]	0,011	0,006	0,009	0,006	0,007	0,005
Vzdálenost mezi ložisky	l [mm]	106	99	81	84	73	69

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení oz. kola pro čelní soukolí dle [9]:

$$\delta_{SD} = 0,01 \cdot m_n = 0,01 \cdot 4 = 0,04 \text{ mm} \quad (104)$$

Dovolená naklopitelnost modifikovaných oz. kol stupně přesnosti 7 dle [2]:

$$\vartheta_{SD} = 0,033 \div 0,067 [^\circ]$$

Dovolená naklopitelnost kuličkových ložisek dle [2]:

$$\vartheta_{LD12} = 0,033 \div 0,167 [^\circ]$$

Dovolená naklopitelnost kuželíkových ložisek dle [2]:

$$\vartheta_{LD3} = 0,017 \div 0,033 [^\circ]$$

Z hodnot v tab. 8 lze vyčíst, že žádná z deformací hřídelů nepřekročila dovolenou hodnotu. Lze tedy konstatovat, že hřídele všech tří variant návrhu vyhovují z hlediska deformace. Nejmenší deformace vznikají u varianty č.3.

3.4 Kontrola ložisek

Ložiska volím od firmy SKF, dle katalogu [7]. Pro varianty řešení č. 1 a 2 volím stejná ložiska z důvodu stejných sil v podporách, jsou zde volena ložiska kuličková, protože v těchto řešeních nevznikají žádné axiální síly. Pro variantu řešení č. 3 volím ložiska kuželíková, kvůli vzniku značných axiálních sil od šikmého ozubení.

3.4.1 Kontrola ložisek varianty řešení č. 1 a 2

Pro varianty řešení č. 1 a 2 vychází ložiska stejná, jsou zde i stejná zatížení. Z tohoto důvodu následující řešení platí pro obě varianty.

HŘÍDEL 1

Výsledná radiální reakce v podpoře A se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5 [-]$:

$$\begin{aligned} R_{vrA} &= \sqrt{(K_A \cdot R_{Axy})^2 + (K_A \cdot R_{Axz})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 2\,038,2)^2 + (1,5 \cdot 5\,600)^2} \\ &= 8\,939,1 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (105)$$

Výsledná radiální reakce v podpoře B se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5 [-]$:

$$R_{vrB} = R_{vrA} = 8\,939,1 [N] \quad (106)$$

Výsledná axiální reakce v podpoře A se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5 [-]$:

$$R_{vaA} = 0 [N] \quad (107)$$

Pro hřídel 1 volím ložiska ČSN 02 4630 SKF 6308, parametry ložiska [7]:

Tabulka 9. Parametry ložiska ČSN 02 4630 SKF 6308 [7]

Malý průměr ložiska	$d_{L1} [mm]$	40
Velký průměr ložiska	$D_{L1} [mm]$	90
Dynamická únosnost	$C_{L1} [kN]$	42,3
Statická únosnost	$Co_{L1} [kN]$	24

Střední průměr ložiska 6308:

$$d_{mL1} = 0,5 \cdot (d_{L1} + D_{L1}) = 0,5 \cdot (40 + 90) = 65 [mm] \quad (108)$$

Z diagramu katalogu SKF [7] pro otáčky $n_1 = 1400 [1/min]$ byla stanovena minimální viskozita:

$$\nu_{1L1} = 15 [mm^2/s]$$

Dle katalogu SKF [7] pro provozní teplotu $100^\circ C$ bylo stanoveno mazivo klasifikace ISO VG 150 s viskozitou min. $150 [mm^2/s]$ při $40^\circ C$. Avšak v pozdějším výpočtu ložisek na hřídeli 2 stanoveno mazivo klas. ISO VG 220 s viskozitou min. $220 [mm^2/s]$ při $40^\circ C$.

Pro určení trvanlivosti ložiska bylo použito kalkulátorů dostupných na stránkách firmy SKF [12], výstup z výpočtu viz následující obr.:

Bearing Data

Bearing designation	d	D	B	C	Co
6308	40 mm	90 mm	23 mm	42.3 kN	24 kN

1. Bearing life

Result

L10mh SKF rating life	5345.3 hour
aSKF SKF life modification factor aSKF	4.24
κ Viscosity ratio	1.62
P Equivalent dynamic bearing load	8.94 kN
η_c Factor for contamination level	0.83
ν_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	12.4 mm ² /s
L10h Basic rating life	1261 hour
C/P Load ratio	4.73

Input Parameters

Select bearing internal radial clearance Select from list	Normal internal radial clearance
Fr Radial load	8.939093 kN
Fa Axial load	0 kN
ni Rotational speed of the inner ring	1400 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	100 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	ISO 4406 cleanliness code - /13/10
Viscosity at 40 °C	220 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	20 mm ² /s

Obrázek 16. Výstup z výpočtu ložiska 6308, hřídel 1

HŘÍDEL 2

Výsledná radiální reakce v podpoře A se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5$ [-]:

$$R_{vrA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Axy})^2 + (K_A \cdot R_{Axz})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 2\,038,2)^2 + (1,5 \cdot 5\,600)^2}$$

$$= 8\,939,1[N] \quad (109)$$

Výsledná radiální reakce v podpoře B se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5$ [-]:

$$R_{vrB} = R_{vrA} = 8\,939,1 \text{ [N]} \quad (110)$$

Výsledná axiální reakce v podpoře A se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5$ [-]:

$$R_{vaA} = 0 \text{ [N]} \quad (111)$$

Pro hřídel 2 volím ložiska ČSN 02 4630 SKF 6210, parametry ložiska [7]:

Tabulka 10. Parametry ložiska ČSN 02 4630 SKF 6210 [7]

Malý průměr ložiska	d_{L2} [mm]	50
Velký průměr ložiska	D_{L2} [mm]	90
Dynamická únosnost	C_{L2} [kN]	37,1
Statická únosnost	Co_{L2} [kN]	23,2

Střední průměr ložiska 6210:

$$d_{mL2} = 0,5 \cdot (d_{L2} + D_{L2}) = 0,5 \cdot (50 + 90) = 70 \text{ [mm]} \quad (112)$$

Z diagramu katalogu SKF [7] pro otáčky $n_2 = 875$ [1/min] byla stanovena minimální viskozita:

$$\nu_{1L2} = 19 \text{ [mm}^2\text{/s]}$$

Dle katalogu SKF [7] pro provozní teplotu 100°C bylo stanoveno mazivo klasifikace ISO VG 220 s viskozitou min. 220 [mm²/s] při 40°C .

Pro mazání ložisek jak hřídele 2 tak i hřídele 1 bude tedy použit olej klasifikace ISO VG 220 s viskozitou min. 220 [mm²/s] při 40°C s viskozitou min. 20 [mm²/s] při 100°C .

Pro určení trvanlivosti ložiska bylo použito kalkulátorů dostupných na stránkách firmy SKF [12], výstup z výpočtu viz následující obr.:

Bearing Data

Bearing designation	d	D	B	C	Co
6210	50 mm	90 mm	20 mm	37.1 kN	23.2 kN

1. Bearing life

Result

L10mh SKF rating life	4072.6 hour
aSKF SKF life modification factor aSKF	2.99
κ Viscosity ratio	1.27
P Equivalent dynamic bearing load	8.94 kN
η_c Factor for contamination level	0.84
ν_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	15.7 mm ² /s
L10h Basic rating life	1361.3 hour
C/P Load ratio	4.15

Input Parameters

Select bearing internal radial clearance Select from list	Normal internal radial clearance
Fr Radial load	8.939093 kN
Fa Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	875 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	100 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	ISO 4406 cleanliness code - /13/10
Viscosity at 40 °C	220 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	20 mm ² /s

Obrázek 17. Výstup z výpočtu ložiska 6210, hřídel 2

3.4.2 Kontrola ložisek varianty řešení č. 3

Ve třetí variantě řešení vznikají axiální síly od šikmých zubů. Kvůli těmto silám budou použita kuželíková ložiska.

HŘÍDEL 1

Výsledná radiální reakce v podpoře A se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5 [-]$:

$$R_{vrA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Axy})^2 + (K_A \cdot R_{Axz})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 4\,092,5)^2 + (1,5 \cdot 5\,421,6)^2} \\ = 10\,189,3 \text{ [N]} \quad (113)$$

Výsledná radiální reakce v podpoře B se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5 [-]$:

$$R_{vrB} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Bxy})^2 + (K_A \cdot R_{Bxz})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 2\,804,3)^2 + (1,5 \cdot 5\,421,6)^2} \\ = 9\,155,9 \text{ [N]} \quad (114)$$

Výsledná axiální reakce v podpoře A se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5 [-]$:

$$R_{vaA} = K_A \cdot R_{aA} = 1,5 \cdot 2\,804,3 = 4\,206,4 \text{ [N]} \quad (115)$$

Pro hřídel 1 volím ložiska ČSN 02 4720 SKF 30208, parametry ložiska [7]:

Tabulka 11. Parametry ložiska ČSN 02 4720 SKF 30208 [7]

Malý průměr ložiska	d_{L1} [mm]	40
Velký průměr ložiska	D_{L1} [mm]	80
Dynamická únosnost	C_{L1} [kN]	61,6
Statická únosnost	Co_{L1} [kN]	68

Střední průměr ložiska 30208:

$$d_{mL1} = 0,5 \cdot (d_{L1} + D_{L1}) = 0,5 \cdot (40 + 80) = 60 \text{ [mm]} \quad (116)$$

Z diagramu katalogu SKF [7] pro otáčky $n_1 = 1400$ [1/min] byla stanovena minimální viskozita:

$$\nu_{1L1} = 15 \text{ [mm}^2/\text{s]}$$

Dle katalogu SKF [7] pro provozní teplotu 100°C bylo stanoveno mazivo klasifikace ISO VG 150 s viskozitou min. $150 \text{ [mm}^2/\text{s]}$ při 40°C . Avšak v pozdějším

výpočtu ložisek na hřídeli 2 stanoveno mazivo klas. ISO VG 220 s viskozitou min. 220 [mm²/s] při 40°C.

Pro určení trvanlivosti ložiska bylo použito kalkulátorů dostupných na stránkách firmy SKF [12], výstup z výpočtu viz následující obr.:

Bearing Data

Bearing designation	d	D	B	C	Co
30208 J2/Q	40 mm	80 mm	19.75 mm	61.6 kN	68 kN

1. Bearing life

Message

The given Fr (10.2 kN) is replaced by the induced Fr (13.5 kN) for checking bearing loading condition

Result

L10mh SKF rating life	12375.9 hour
aSKF SKF life modification factor aSKF	3.14
κ Viscosity ratio	1.55
P Equivalent dynamic bearing load	10.8 kN
η _c Factor for contamination level	0.83
v1 Required kinematic viscosity for κ=1	12.9 mm ² /s
L10h Basic rating life	3946.8 hour
C/P Load ratio	5.7

Input Parameters

Fr Radial load	10.189254 kN
Fa Axial load	4.2064 kN
n _i Rotational speed of the inner ring	1400 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	100 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	ISO 4406 cleanliness code - /13/10
Viscosity at 40 °C	220 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	20 mm ² /s

Obrázek 18. Výstup z výpočtu ložiska 30208, hřídel 1

HŘÍDEL 2

Výsledná radiální reakce v podpoře A se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5$ [-]:

$$\begin{aligned} R_{vrA} &= \sqrt{(K_A \cdot R_{Axy})^2 + (K_A \cdot R_{Axz})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 5\,630,8)^2 + (1,5 \cdot 5\,421,6)^2} \\ &= 11\,725 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (117)$$

Výsledná radiální reakce v podpoře B se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5$ [-]:

$$\begin{aligned} R_{vrB} &= \sqrt{(K_A \cdot R_{Bxy})^2 + (K_A \cdot R_{Bxz})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 1\,554,3)^2 + (1,5 \cdot 5\,421,6)^2} \\ &= 8\,460,1 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (118)$$

Výsledná axiální reakce v podpoře A se započtením dyn. souč. $K_A = 1,5$ [-]:

$$R_{vaA} = K_A \cdot R_{aA} = 1,5 \cdot 2\,804,3 = 4\,206,4 \text{ [N]} \quad (119)$$

Pro hřídel 2 volím ložiska ČSN 02 4720 SKF 30210, parametry ložiska dle [7]:

Tabulka 12. Parametry ložiska ČSN 02 4720 SKF 30210 [7]

Malý průměr ložiska	d_{L2} [mm]	50
Velký průměr ložiska	D_{L2} [mm]	90
Dynamická únosnost	C_{L2} [kN]	76,5
Statická únosnost	Co_{L2} [kN]	91,5

Střední průměr ložiska 30210:

$$d_{mL2} = 0,5 \cdot (d_{L2} + D_{L2}) = 0,5 \cdot (50 + 90) = 70 \text{ [mm]} \quad (120)$$

Z diagramu katalogu SKF [7] pro otáčky $n_2 = 875$ [1/min] byla stanovena minimální viskozita:

$$\nu_{1L2} = 19 \text{ [mm}^2/\text{s]}$$

Dle katalogu SKF [7] pro provozní teplotu 100°C bylo stanoveno mazivo klasifikace ISO VG 220 s viskozitou min. 220 [mm²/s] při 40°C.

Pro mazání ložisek jak hřídele 2 tak i hřídele 1 bude tedy použit olej klasifikace ISO VG 220 s viskozitou min. 220 [mm²/s] při 40°C s viskozitou min. 20 [mm²/s] při 100°C.

Pro určení trvanlivosti ložiska bylo použito kalkulačtorů dostupných na stránkách firmy SKF [12], výstup z výpočtu viz následující obr.:

Bearing Data

Bearing designation	d	D	B	C	Co
30210 J2/Q	50 mm	90 mm	21.75 mm	76.5 kN	91.5 kN

1. Bearing life

Message

The given F_r (11.7 kN) is replaced by the induced F_r (12 kN) for checking bearing loading condition

Result

L10mh SKF rating life	34816.8 hour
aSKF SKF life modification factor aSKF	3.5
κ Viscosity ratio	1.27
P Equivalent dynamic bearing load	11.7 kN
η_c Factor for contamination level	0.84
ν_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	15.7 mm ² /s
L10h Basic rating life	9956.2 hour
C/P Load ratio	6.54

Input Parameters

F_r Radial load	11.725 kN
F_a Axial load	4.2064 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	875 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	100 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	ISO 4406 cleanliness code - /13/10
Viscosity at 40 °C	220 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	20 mm ² /s

Obrázek 19. Výstup z výpočtu ložiska 30210, hřídel 2

3.4.3 Porovnání výsledků kontroly ložisek

Tabulka 13. Porovnání výsledků kontroly ložisek

	Varianta 1,2		Varianta 3	
	Hřídel 1	Hřídel 2	Hřídel 1	Hřídel 2
Ložisko SKF	6308	6210	30208	30210
Dynamická únosnost [kN]	42,3	37,1	61,6	76,5
Statická únosnost [kN]	24	23,2	68	91,5
Trvanlivost SKF [hod]	5 345,3	4 072,6	12 375,9	34 816,8
Základní trvanlivost [hod]	1261	1361,3	3 946,8	9 956,2

Dle literatury [2] se obvykle volí trvanlivost podle typu stroje, nejběžnější trvanlivost je od 5000 - 10 000 hod. Jelikož řešený pomocný pohon nebude v záběru trvale, tím i jeho ložiska nebudou trvale namáhána (oproti např. ložiskům v ozubení stálého záběru), lze použít ložiska, která mají i nižší trvanlivost.

3.5 Kontrola drážkování

V pomocném pohonu jsou celkem čtyři spojení pomocí drážkování. Je jím opatřen vstupní i výstupní hřídel. Pomocí drážkování je taky spojen pastorek a kolo s hřídelem.

3.5.1 Drážkování na válcovém konci vstupní hřídele

Válcový konec vstupního hřídele je dle zadání opatřen rovnobokým drážkováním 8x32x36x6 o délce 56mm.

Točivý moment namáhající drážkování:

$$T_1 = 560\,000 \text{ [Nm]}$$

Jmenovité rozměry drážkového profilu 8x32x36x6 a hodnota dov. tlaku dle [11]:

Tabulka 14. Rozměry drážkového profilu 8x32x36x6

Malý průměr drážkování	d_1 [mm]	32
Velký průměr drážkování	D_1 [mm]	36
Šířka zubu	B_1 [mm]	6
Počet zubů	N_1 [-]	8
Sražení zubů	f_1 [mm]	0,4
Délka drážkování	l_1 [mm]	56
Dovolený měrný tlak pro mat. s $R_m = \min 800$ [MPa]	p_D [Mpa]	100

Střední průměr profilu drážkování:

$$D_{S1} = \frac{d_1 + D_1}{2} = \frac{32 + 36}{2} = 34 \text{ [mm]} \quad (121)$$

Obvodová síla působící na středním průměru drážkování:

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot T_1}{D_{S1}} = \frac{2 \cdot 560\,000}{34} = 32\,941,2 \text{ [N]} \quad (122)$$

Skutečná účinná plocha boků drážek na jeden milimetr délky drážkového spojení:

$$\begin{aligned} f'_1 &= \frac{3}{4} \cdot N_1 \cdot (h_1 - 2 \cdot f_1) = \frac{3}{4} \cdot N_1 \cdot \left(\frac{D_1 - d_1}{2} - 2 \cdot f_1 \right) = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot \left(\frac{36 - 32}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) \\ &= 7,2 \text{ [mm}^2/\text{mm]} \end{aligned} \quad (123)$$

Tlak působící na boky zubů a drážek:

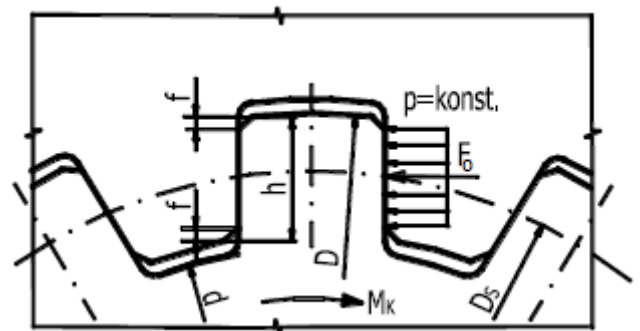
$$p_1 = \frac{F_{o1}}{f'_1 \cdot l_1} = \frac{32\,941,2}{7,2 \cdot 56} = 81,7 \text{ [MPa]} \quad (124)$$

Pevnostní podmínka:

$$p_1 < p_D \quad 81,7 < 100 \text{ [MPa]} \quad (125)$$

VYHOVUJE

Obrázek 20. Namáhání na otláčení boků zubů a drážek [11]



3.5.2 Drážkování na válcovém konci výstupní hřídele

Válcový konec výstupního hřídele je dle zadání opatřen rovnobokým drážkováním 8x42x48x8 o délce 90mm.

Točivý moment namáhající drážkování:

$$T_2 = 878\,080 \text{ [Nm]}$$

Jmenovité rozměry drážkového profilu 8x42x48x8 a hodnota dov. tlaku dle [11]:

Tabulka 15. Rozměry drážkového profilu 8x42x48x8

Malý průměr drážkování	d_2 [mm]	42
Velký průměr drážkování	D_2 [mm]	48
Šířka zubu	B_2 [mm]	8
Počet zubů	N_2 [mm]	8
Sražení zubů	f_2 [mm]	0,4
Délka drážkování	l_2 [mm]	90
Dovolený měrný tlak pro mat. s $R_m = \min 800$ [MPa]	p_D [Mpa]	100

Střední průměr profilu drážkování:

$$D_{S2} = \frac{d_2 + D_2}{2} = \frac{42 + 48}{2} = 45 \text{ [mm]} \quad (126)$$

Obvodová síla působící na středním průměru drážkování:

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot T_2}{D_{S2}} = \frac{2 \cdot 878\,080}{45} = 39\,025,8 \text{ [N]} \quad (127)$$

Skutečná účinná plocha boků drážek na jeden milimetr délky drážkového spojení:

$$f_2' = \frac{3}{4} \cdot N_3 \cdot \left(\frac{D_3 - d_3}{2} - 2 \cdot f_3 \right) = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot \left(\frac{48 - 42}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) = 13,2 \text{ [mm}^2/\text{mm]} \quad (128)$$

Tlak působící na boky zubů a drážek:

$$p_2 = \frac{F_{o2}}{f_2' \cdot l_3} = \frac{39\,025,8}{13,2 \cdot 54} = 32,9 \text{ [MPa]} \quad (129)$$

Pevnostní podmínka:

$$p_2 < p_D \quad 32,9 < 100 \text{ [MPa]} \quad \text{VYHOVUJE} \quad (130)$$

3.5.3 Drážkování pro spojení pastorku a hřídele 1

Pro spojení pastorku a hřídele je použito evolventního drážkování 50x3x8p ČSN 01 4952 o délce 20 mm.

Točivý moment namáhající drážkování:

$$T_1 = 560\,000 \text{ [Nmm]}$$

Jmenovité rozměry drážkového profilu 50x3x8p a hodnota dov. tlaku dle [11]:

Tabulka 16. Rozměry drážkového profilu 50x3x8p

Patní průměr drážkování hřídele	d_{f1} [mm]	42,8
Hlavový průměr drážkování hřídele	D_{a1} [mm]	50
Patní průměr drážkování kola	D_{f1} [mm]	50
Hlavový průměr drážkování kola	d_{a1} [mm]	44
Modul	m_1 [mm]	3
Počet zubů	N_1 [mm]	15
Délka drážkování	l_1 [mm]	20

Střední průměr profilu drážkování:

$$D_{S1} = \frac{D_{a1} + d_{a1}}{2} = \frac{50 + 44}{2} = 47 \text{ [mm]} \quad (131)$$

U evol. drážkování se předpokládá, že pouze polovina zubů hřídele přenáší točivý mom. Obvodová síla působící na středním průměru drážkování na jeden zub dle [11]:

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot T_1}{0,5 \cdot N_1 \cdot D_{S1}} = \frac{2 \cdot 560\,000}{0,5 \cdot 15 \cdot 47} = 3\,177,3 \text{ [N]} \quad (132)$$

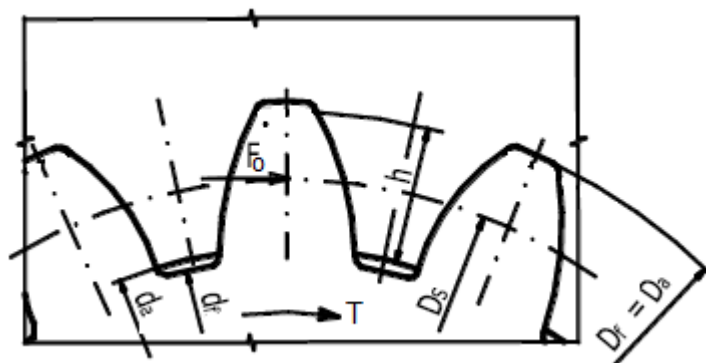
Tlak působící na boky zubů a drážek dle [11]:

$$p_1 = \frac{F_{o1}}{h_1 \cdot l_1} = \frac{F_{o1}}{(D_{a1} - d_{a1}) \cdot l_1} = \frac{3\,177,3}{(50 - 44) \cdot 20} = 26,5 \text{ [MPa]} \quad (133)$$

Pevnostní podmínka:

$$p_1 < p_D \quad 26,5 < 100 \text{ [MPa]} \quad (134)$$

VYHOVUJE



Obrázek 21. Namáhání na otláčení boků zubů a drážek [11]

3.5.4 Drážkování pro spojení kola a hřídele 2

Pro spojení pastorku a hřídele je použito evolventního drážkování 58x2x8p ČSN 01 4952 o délce 20 mm.

Točivý moment namáhající drážkování:

$$T_2 = 878\,080 \text{ [Nmm]}$$

Jmenovité rozměry drážkového profilu 58x2x8p a hodnota dov. tlaku dle [11]:

Tabulka 17. Rozměry drážkového profilu 58x2x8p

Patní průměr drážkování hřídele	d_{f2} [mm]	53,2
Hlavový průměr drážkování hřídele	D_{a2} [mm]	58
Patní průměr drážkování kola	D_{f2} [mm]	58
Hlavový průměr drážkování kola	d_{a2} [mm]	54
Modul	m_2 [mm]	2
Počet zubů	N_2 [mm]	28
Délka drážkování	l_2 [mm]	20
Dovolený měrný tlak pro mat. s $R_m = \min 800$ [MPa]	p_D [Mpa]	100

Střední průměr profilu drážkování:

$$D_{s2} = \frac{D_{a2} + d_{a2}}{2} = \frac{58 + 54}{2} = 56 \text{ [mm]} \quad (135)$$

U evol. drážkování se předpokládá, že pouze polovina zubů hřídele přenáší točivý mom. Obvodová síla působící na středním průměru drážkování na jeden zub dle [11]:

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot T_2}{0,5 \cdot N_2 \cdot D_{S2}} = \frac{2 \cdot 878\,080}{0,5 \cdot 28 \cdot 56} = 2\,240 \text{ [N]} \quad (136)$$

Tlak působící na boky zubů a drážek dle [11]:

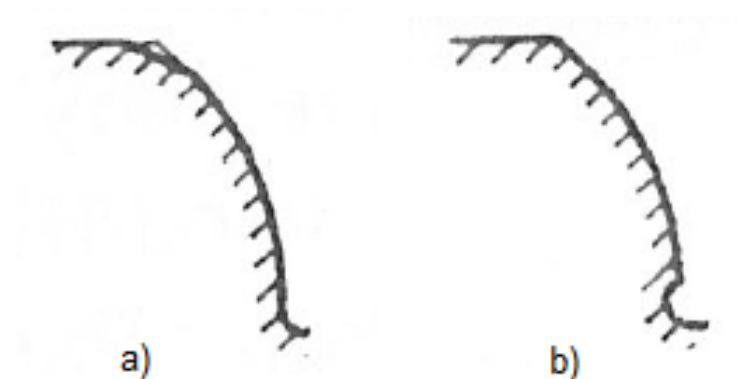
$$p_2 = \frac{F_{o2}}{h_2 \cdot l_2} = \frac{F_{o1}}{(D_{a2} - d_{a2}) \cdot l_2} = \frac{2\,240}{(58 - 54) \cdot 20} = 28 \text{ [MPa]} \quad (137)$$

Pevnostní podmínka:

$$p_2 < p_D \quad 28 < 100 \text{ [MPa]} \quad \text{VYHOVUJE} \quad (138)$$

3.6 Návrh modifikací finální varianty soukolí

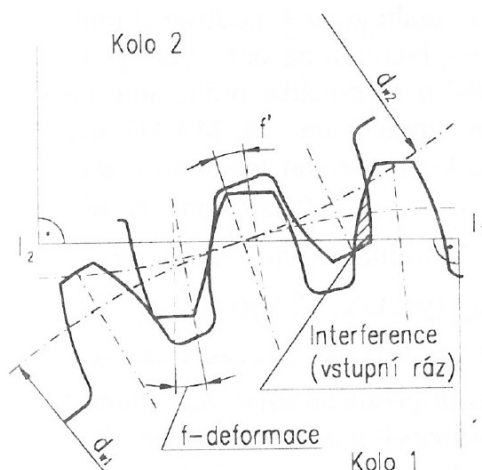
Modifikace boků zubů soukolí je úmyslné vytvoření odchylky od teoretického tvaru boků zubů. Díky modifikacím se dají kompenzovat nepříznivé účinky na záběr ozubených kol. Existují celkem čtyři typy modifikací - výšková, podélná, a dále také mezi modifikace lze zařadit sražení hrany na hlavě zubu (obr. 21a) a protuberantní podřezání (obr. 21b). V této kapitole bude navržena výšková a podélná modifikace ozubení.



Obrázek 22. Modifikace ozubení - a) sražení hrany na hlavě zubu, b) protuberantní podřezání [4]

3.6.1 Výšková modifikace finální varianty soukolí

Výškovou modifikaci lze také nazvat modifikací evolventy nebo příčnou modifikací. Hlavním důvodem této modifikace je změna tuhosti zubu během záběru. Z obrázku 22. je zřejmé, že díky změně tuhosti zubu v záběru, může dojít k interfenci zubů vycházejících ze záběru.



Obrázek 23. Schéma interference zubů vycházejících ze záběru a deformace zubů v záběru [4]

Při návrhu výškové modifikace jsem se řídil doporučením dle literatury [4], kde lze vyčíst doporučená výšková modifikace tvaru evolventy z tab. 2.2. Dle této tabulky se modifikace volí dle modulu soukolí (pro tento případ $m = 4$). V mém případě volím nižší hodnotu modifikace, kvůli faktu, že se jedná o šikmé ozubení se součinitelem trvání záběru $\varepsilon_\gamma \approx 3$, kde lze předpokládat nižší deformaci zubů v záběru. Volím výškovou modifikaci ozubení:

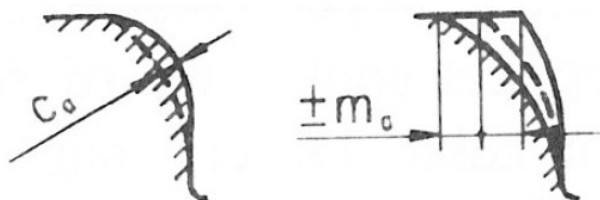
$$c_a = 5 [\mu m]$$

Změnu úhlu záběru volím také dle literatury [4], kde se doporučuje pro reduktor volit velikost změny úhlu záběru v rozmezí

$m_a = +(5 \div 10) \mu m$. Touto změnou se kompenzuje hlavně tepelná roztažnost.

Volím změnu úhlu záběru:

$$m_a = +7 [\mu m]$$



Obrázek 24. Schéma výškové modifikace [4]

3.6.2 Podélná modifikace finální varianty soukolí

Tato modifikace se také nazývá modifikace boční křivky. Používá se pro eliminaci deformací způsobených zatížením hřídelů, těles kol, ložisek a skříně. Také eliminuje výrobní úchyly sklonu zubů. Dělí se na změnu tvaru boční křivky (obr. 24a) a změnu úhlu šroubovice (obr. 24b).

Dle literatury [4] je volba modifikace c_b závislá hlavně na stupni přesnosti a šířce zubů. Volím modifikaci pro stupeň přesnosti 7 a šířku ozubení v rozmezí $b_w = 40 \div 80$ mm, dle ČSN ISO 1328-1/1997:

$$c_b = 14 [\mu m]$$

Velikost modifikace úhlu šroubovice m_b je ekvivalentní úchylce sklonu zubů $f_{H\beta}$. Tato úchylka se dle ČSN ISO 1328-1/1997 rovná úchylce tvaru boku zubů $f_{f\beta}$, vynásobenou $K_Q = 2$ pro stupeň přesnosti 7. Dle [4] se vypočte:

- pro pastorek:

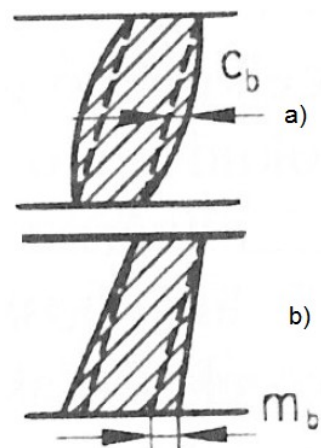
$$f_{f\beta} = (0,07\sqrt{d} + 0,45\sqrt{b} + 3) \cdot 2 = (0,07\sqrt{103,29} + 0,45\sqrt{53} + 3) \cdot 2 = 13,975 [\mu m] \quad (139)$$

$$m_b = 13,975 [\mu m]$$

- pro kolo:

$$\begin{aligned} f_{f\beta} &= (0,07\sqrt{d} + 0,45\sqrt{b} + 3) \cdot 2 \\ &= (0,07\sqrt{165,264} + 0,45\sqrt{53} + 3) \cdot 2 \\ &= 14,352 [\mu m] \end{aligned} \quad (140)$$

$$m_b = 14,352 [\mu m]$$



Obrázek 25. Schéma podélné modifikace [4]

4. Závěr

Výsledkem práce je návrh pomocného pohonu pro nákladní automobil Tatra Phoenix. V úvodu práce je proveden rozbor funkce pomocného pohonu a proveden přehled typů PTO. V další části práce byl proveden návrh tří typů ozubení soukolí pomocného pohonu. Dle zadání byly tyto tři varianty porovnány a vybrána finální varianta soukolí - šikmé zuby s nestandardním základním profilem. Výhodou této volby jsou dobré záběrové parametry ozubení, a také je tato varianta vhodná z hlediska zatěžování hřídelí a ložisek. Pro návrh ozubení bylo využito nástrojů používaných v sériové výrobě ve společnosti TATRA TRUCKS a. s. Porovnání působícího zatížení na hřídele u všech tří variant je provedeno v další části práce, kde je také provedena statická a dynamická kontrola hřídelů finální varianty. Dále byly zkontrolována kuželíková ložiska použitá ve finální variantě, tato kontrola byla provedena pomocí kalkulačků dostupných na stránkách výrobce ložisek - SKF. V další části práce vyhověla kontrole jak rovnoboká drážkování použitá na koncích vstupní a výstupní hřídele, tak evolventní drážkování spojující pastorek a kolo s hřídelemi. V poslední části byly navrženy modifikace finální varianty soukolí, a to jak výšková, tak podélná.

Při návrhu pomocného pohonu byly dodrženy všechny parametry ze zadání - osová vzdálenost, převod PTO, zástavbové rozměry, rozměry rovnobokého drážkování vstupní a výstupní hřídele včetně rozměrů pro pojistný kolík. Pohon je dimenzován na vstupní točivý moment a otáčky ze zadání.

Sestavný výkres a dílenské výkresy všech obráběných součástí jsou přiloženy.

5. Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra-Pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] MORAVEC, Vladimír a HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [3] MORAVEC, Vladimír et al. *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*. Ostrava: Montanex a. s., 2009, 188 s. ISBN 978-80-7225-304-3.
- [4] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II: Čelní ozubená kola*. Ostrava: Montanex a. s., 2001, 291s. ISBN 80-7225-051-5.
- [5] HIPÍK, Dalibor. *TATRA PHOENIX: Příručka pro montáž nástaveb* [online]. 2. vyd. Kopřivnice, 2012, 15-10-2012 [cit. 2013-10-02]. Dostupné z: <http://apl.tatra.biz/new/file.asp?id=1322>
- [6] DAF Trucks Cz s.r.o. *DAF příručka pro nastavbaře*. Aktualizace: 2008-13. Jazlovce-Říčany, 2008. Dostupné z: http://www.daf.eu/SiteCollectionDocuments/Bodybuilders_info/BBGarchive/CS/BBG200813CS.pdf
- [7] SKF. *Katalog ložisek SKF*.
- [8] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. Ostrava: Skriptum VŠB-TU Ostrava, 2000, 1. vydání, ISBN 80-7078-807-0.
- [9] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Ostrava: Skriptum VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
- [10] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství Vlk, 2006, 236 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [11] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj*. Ostrava: Vysokoškolská příručka, 2011, 31 s.
- [12] Kalkulátor pro výpočet ložisek firmy SKF, dostupný z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>

6. Seznam příloh

Příloha A - Kompletní údaje z výpočtu 3. variant čelního ozubení a deformace
hřídelů (18 stran A4)

Příloha B - Výkresová dokumentace

- Výkres sestavy - STLPTO_00 (A2)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_01 (A3)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_02 (A3)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_03 (A3)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_04 (A3)
- Obrobený svařenec - STLPTO_00_05 (A1)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_05_01 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_05_02 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_05_03 (A3)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_05_04 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_05_05 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_05_06 (A4)
- Obrobený svařenec - STLPTO_00_06 (A1)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_06_01 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_06_02 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_06_03 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_06_04 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_07 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_08 (A4)
- Výrobní výkres - STLPTO_00_09 (A4)

Příloha C - Přiložené CD